

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra mechaniky

**Pevnostní kontrola uchycení baterií na rámu lokomotivy  
při nárazu do stojícího vagónu**

**Strength Check the Battery Mounting Frame of the  
Locomotive by Hitting to a Stationary Car**

Student: Bc. Roman Lazecký

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Petr Horyl, CSc., dr.h.c.

OSTRAVA 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra mechaniky

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Roman Lazecký**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3901T003 Aplikovaná mechanika  
Téma: **Pevnostní kontrola uchycení baterií na rámu lokomotivy při nárazu do stojícího vagonu**  
**Strength Check the Battery Mounting Frame of the Locomotive by Hitting to a Stationary Car**

Zásady pro vypracování:

- 1) Přenos CAD modelu od zadavatele do prostředí výpočtového SW
- 2) Zjednodušení výpočtového modelu a provedení diskretizace
- 3) Realizace dynamických výpočtů s cílem provedení pevnostní kontroly uchycení baterií
- 4) Případné nové návrhy uchycení
- 5) Diskuse výsledků počítačových simulací
- 6) Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:


Firemní podklady  
Introduction to Explicit Dynamics, ANSYS, Inc.  
ANSYS® ANSYS Academic Research, Release 14, Help System

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Petr Horyl, CSc., dr.h.c.**

Datum zadání: 14. 12. 2012

Datum odevzdání: 20. 5. 2013



doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: .....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Roman Lazecký

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Těškovice 161

747 64 Česká republika

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych tímto poděkoval panu prof. Ing. Petru Horylovi, CSc., dr.h.c. za trpělivost, odborné připomínky a pomoc při psaní diplomové práce.

Děkuji také panu Ing. Zdeňku Porubovi, Ph.D. za pomoc a rady při nastavování výpočetního modelu.

Za odbornou konzultaci a poznatky z explicitní úlohy děkuji také Ing. Radku Řídkému ze společnosti SVS FEM s.r.o.

# ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

LAZECKÝ, R. *Pevnostní kontrola uchycení baterií na rámu lokomotivy při nárazu do stojícího vagónu*: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky, 2013, 70 s. Vedoucí práce: Horyl, P.

Diplomová práce se zabývá dynamickou pevnostní analýzou konstrukčních dílů, kterými jsou uchyceny bateriové sekce na rámu lokomotivy. Cílem práce je ověření, zda navržený způsob uchycení bateriových sekcí vyhovuje a nedojde k převržení baterií, a tím k vzniku nebezpečí pro obsluhu lokomotivy, a také provozuschopnosti stroje po nárazu. Pokud by zadané konstrukční řešení bylo nevyhovující, provedou se konstrukční úpravy a následně dojde k ověření upraveného uchycení. Výsledkem budou použitelné podklady pro výrobu prototypu.

# ANNOTATION OF MASTER THESIS

LAZECKÝ, R. *Strength Check the Battery Mounting Frame of the Locomotive by Hitting to a Stationary Car*: Master Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanics, 2013, 70 p. Thesis head: Horyl, P.

The master thesis deals with the dynamic stress analysis of components which are mounted battery section of the frame on the locomotive. The aim thesis is to verify that the proposed design of mounting battery sections suits and no tipping batteries and thus the risk for servicing locomotives and serviceability tools for impact. If desired structural design was unsatisfactory, conduct structural adjustments and then to validate the modified fit. The result will be useful materials for prototyping.

# OBSAH

<b>Seznam použitých značek a symbolů.....</b>	<b>8</b>
<b>1 Úvod.....</b>	<b>10</b>
<b>2 Vstupní hodnoty a rozbor problematiky.....</b>	<b>11</b>
<b>3 Lineární charakteristika vypružení.....</b>	<b>14</b>
<b>4 Nelineární charakteristika vypružení .....</b>	<b>16</b>
<b>5 Deformační charakteristika rámu .....</b>	<b>18</b>
<b>6 Nelineární charakteristika vypružení s uvážením tuhosti rámu .....</b>	<b>20</b>
<b>7 Popis a úprava výpočetního modelu .....</b>	<b>22</b>
7.1 Rozdělení modelu .....	24
7.2 Materiálové vlastnosti.....	31
7.3 Okrajové a počáteční podmínky .....	33
7.4 Nastavení kontaktů .....	37
7.5 Diskretizace modelu .....	42
<b>8 Nastavení a charakter analýzy .....</b>	<b>47</b>
<b>9 Modální analýza .....</b>	<b>48</b>
<b>10 Výsledky dynamické analýzy .....</b>	<b>50</b>
10.1 Pole posunutí konstrukce baterií a hom. bloků během nárazu .....	50
10.2 Pole redukovaného napětí konstrukce baterií podle HMM.....	51
10.3 Pole plastických deformací .....	59
<b>11 Závěr.....</b>	<b>61</b>

<b>12</b>	<b>Použitá literatura .....</b>	<b>64</b>
<b>13</b>	<b>Přílohy .....</b>	<b>65</b>



## Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Význam	Jednotky
$A$	Tangenciální modul	[MPa]
$F_{\max}$	Maximální hodnota síly	[N]
$F_{\text{mez}}$	Mezní hodnota síly	[N]
I, II	Lineární a nelineární oblast	[-]
$Y$	Jednoosé napětí	[MPa]
$f$	Třecí koeficient	[-]
$f(u)$	Funkce posuvu	[-]
$k$	Tuhost	[N/m]
$k_C$	Celková tuhost	[N/m]
$m_L$	Hmotnost lokomotivy	[kg]
$m_V$	Hmotnost vagónu	[kg]
$t_{\text{krit}}$	Kritický čas	[s]
$t_{\text{kon}}$	Koncový čas	[s]
$u$	Posuv	[mm]
$u_L$	Posuv lokomotivy	[mm]
$u_{\text{mez}}$	Mezní hodnota posuvu	[mm]
$u_V$	Posuv vagónu	[mm]

$v_L(0)$	Počáteční rychlost lokomotivy	[mm/s]
$v_V(0)$	Počáteční rychlost vagónu	[mm/s]
$\delta$	Tažnost	[-]
$\delta_{\max}$	Maximální posunutí	[mm]
$\varepsilon_p$	Plastická deformace	[-]
$\varepsilon_{\text{kon}}$	Koncová hodnota plastické deformace	[-]
$\sigma_{\text{HMH}_{\max}}$	Maximální hodnota redukovaného napětí	[MPa]
$\sigma_U$	Mez pevnosti	[MPa]
$\sigma_Y, Y_0$	Mez kluzu	[MPa]
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	Hlavní napětí	[MPa]

# 1 Úvod

Přeprava osob, nákladů, informací nebo energií si podmanila různé druhy přepravních cest. Dnes je pozemní, vodní či letecká doprava nedílnou součástí našeho života. Železniční doprava v současné době patří k nejekologičtějším možnostem přepravy. Významným milníkem železniční dopravy byl objev první parní lokomotivy r. 1804 britským vynálezcem, inženýrem a konstruktérem Richardem Trevithickem. První lokomotiva se pohybovala průměrnou rychlostí 8 km/h.[5]

Od objevu první parní lokomotivy uplynulo již mnoho let a technika i použité technologie doznala značného pokroku. Dnešní sériově vyráběné lokomotivy jsou schopny dosáhnout rychlosti, která převyšuje hranici 300 km/h.

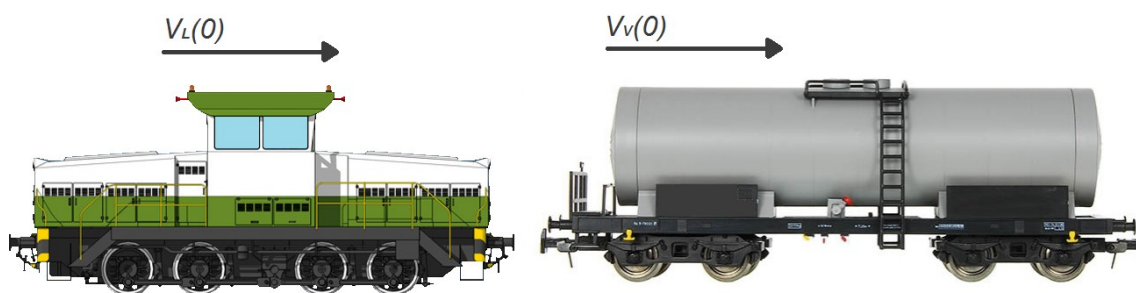
Vznik železnic na území České republiky má své počátky v první třetině 19. století, kdy vznikla první koněspřežná dráha. V období monarchie byly vybudovány téměř všechny současné železniční tratě, které byly brány jako civilizační a kulturní fenomén, daly impuls k rozvoji měst a uspíšily průmyslovou revoluci. Vzhledem k členitosti terénu bylo vybudování železnic náročným inženýrským dílem, kterým se je podařilo harmonicky začlenit do krajiny. Česká republika má jednu z nejhustších železničních sítí na světě.[6]

Firma Arrow line, a.s. působí v oblasti železniční techniky od roku 1996. Zabývá se výrobou a úpravou lanových posouvacích zařízení a renovací či přestavbou posouvacích lokomotiv používaných v průmyslových podnicích, terminálech a přístavech. Cílem této diplomové práce bude dynamická pevnostní analýza konstrukčních dílů, kterými jsou uchyceny bateriové sekce na rámu lokomotivy. Kontroluje se, zda navržený způsob uchycení vyhovuje a nedojde k převržení baterií. Především by mohlo vzniknout nebezpečí pro obsluhu lokomotivy, a také pravděpodobně snížení provozuschopnosti stroje. Pokud bude kontrolou zjištěno nevyhovující konstrukční řešení, bude s Arrow line, a.s. konzultováno nové vhodné konstrukční řešení, které bude ověřeno pevnostní kontrolou. Výsledkem budou použitelné podklady pro výrobu prototypu.

## 2 Vstupní hodnoty a rozbor problematiky

Tato práce vychází z vývoje prototypu třínápravové trakční jednotky s alternativním zdrojem energie. Účelem je minimalizace hlukových a emisních parametrů, a také snížení provozních nákladů. Uplatnění prototypu bude v těžkém průmyslu pro transport těžkých předmětů. Za tímto účelem bude stávající diesellová lokomotiva přestavěna na elektrickou. Bude zachován rám, dojde k repasování podvozku a navržení konstrukčních dílů, kterými jsou uchyceny bateriové sekce. Upravená lokomotiva bude tzv. *posouvacího typu*. To znamená, že bude schopna převážet těžký náklad na krátké vzdálenosti.

Předmětem výpočtu je ověření konstrukčního řešení uchycení bateriových sekcí k rámu lokomotivy, popsání chování deformace a konzultace případného nového vhodného konstrukčního řešení při nárazu lokomotivy rychlostí  $v_L(0)$  do nebrzděného, plně naloženého vagónu s počáteční rychlostí  $v_V(0)$ . Schéma nárazu je znázorněno na obr. 2.1.



Obr. 2.1 - Schéma nárazu lokomotivy do vagónu

Přestože se jedná o relativně malou rychlost nárazu, mohlo by v důsledku deformace uchycení bateriových sekcí dojít k převržení baterií, a tím ke vzniku nebezpečí pro obsluhu lokomotivy, a také provozuschopnosti stroje po nárazu.

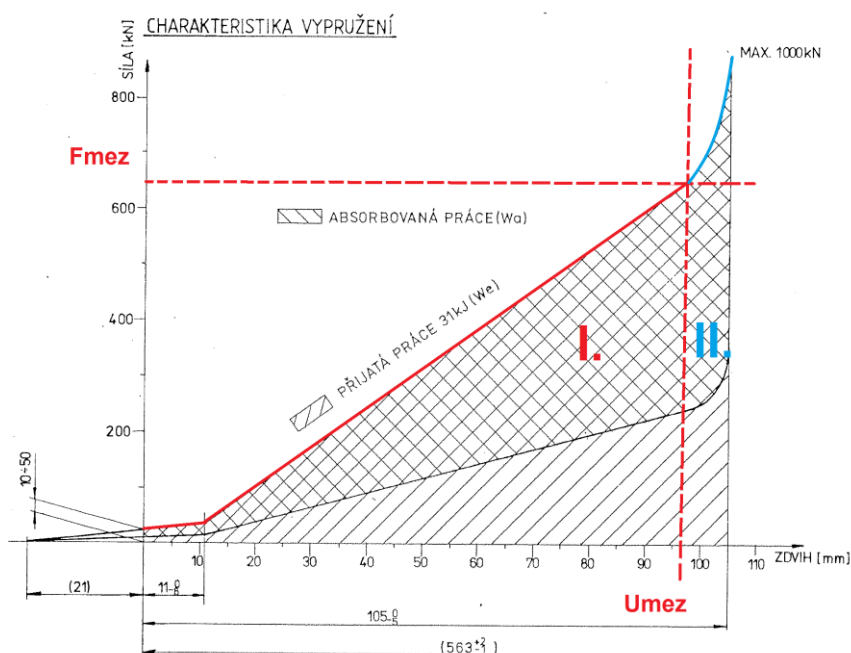
Zjištění bezpečnosti při nárazu může být určeno několika metodami. Nejpřesnější je bezesporu skutečný experiment tzv. *nárazová zkouška*. Používá se především v automobilovém průmyslu. V tomto případě ovšem tato metoda nemůže být použita, protože rozměry lokomotivy a finanční náročnost ji nedovolují. Další metodou je matematické modelování a řešení problému pomocí metody konečných prvků.

Kinematické veličiny, popisující pohyb lokomotivy, vagónu a síly v nárazníku, byly dodány společností Arrow line, a.s. Vstupní hodnoty výpočtu jsou uvedeny v tab. 1.

Název	Označení	Hodnota
Hmotnost lokomotivy	$m_L$	48t
Hmotnost vagónu	$m_V$	80t
Počáteční rychlost lokomotivy	$v_L(0)$	15 km/h = 4167 mm/s
Počáteční rychlost vagónu	$v_V(0)$	0 km/h

Tab. 1 - Vstupní hodnoty

Tuhost nárazníku je definována tzv. *charakteristikou vypružení*, která je zobrazena na obr. 2.2.



Obr. 2.2 - Charakteristika vypružení nárazníku

Z obr 2.2 je patrné, že charakteristika vypružení nárazníku je rozdělena do dvou oblastí. Oblast I. představuje lineární průběh, kdy se tuhost nárazníku považuje za konstantní. Oblast II. představuje nelineární průběh a tuhost nárazníku se posuzuje podle funkce posuvu danou vztahem:

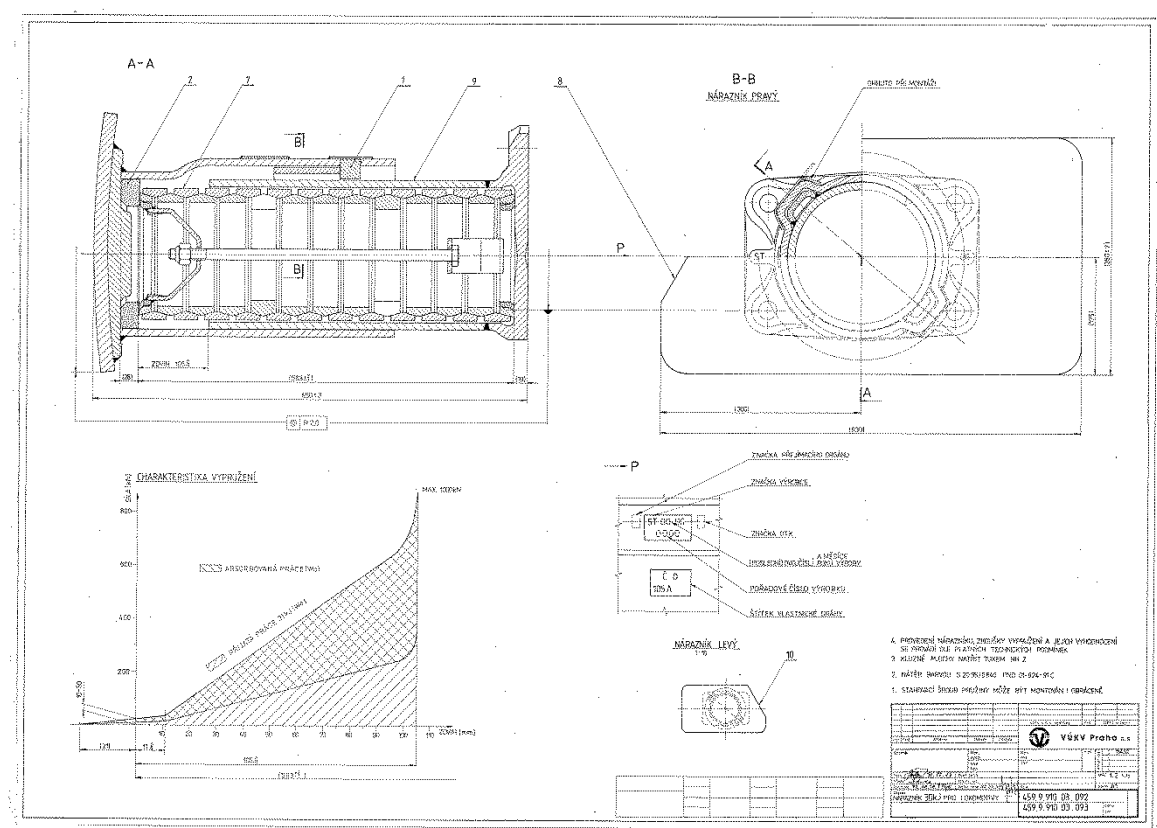
$$k = f(u). \quad (2.1)$$

Obě oblasti rozdělují mezní hodnoty síly a posunutí. Velikosti těchto hodnot byly stanoveny z obr. 2.2 jako:

$$F_{mez} = 632 \text{ kN}, \quad (2.2)$$

$$u_{mez} = 95 \text{ mm.} \quad (2.3)$$

Pro stanovení oblasti tuhosti nárazníku, ve které bude prováděn výpočet, je důležitou veličinou tzv. *odporová síla*. Tato síla vzniká při stlačení pružiny nárazníku díky jeho deformaci. Schéma nárazníku je zobrazeno na obr. 2.3. V následujících kapitolách bude shrnut postup výpočtu odporové síly v lineární a nelineární oblasti.



*Obr. 2.3 - Technická dokumentace nárazníku[8]*

### 3 Lineární charakteristika vypružení

Problematika lineární charakteristiky vypružení byla zpracována v diplomové práci [4].

V práci [4] byla nejprve zjištěna tuhost pružiny v lineární oblasti z mezních hodnot, poté byl využitím teorie mechanického kmitání definován náraz lokomotivy do vagónu jako volné kmitání netlumené soustavy se dvěma stupni volnosti. Nárazníky byly nahrazeny pružinami. S využitím roviny symetrie a poznatků řazení pružin byl model zjednodušen a byla stanovena tuhost celkové pružiny  $k_C$ .

Zjištění maximální síly působící v nárazníku bylo řešeno pomocí analytické a numerické metody.[4]

V analytické metodě bylo použito metody uvolnění, kde se stanovily pohybové rovnice pro lokomotivu a vagón. Úpravou a následným výpočtem byla stanovena maximální síla působící v pružině.

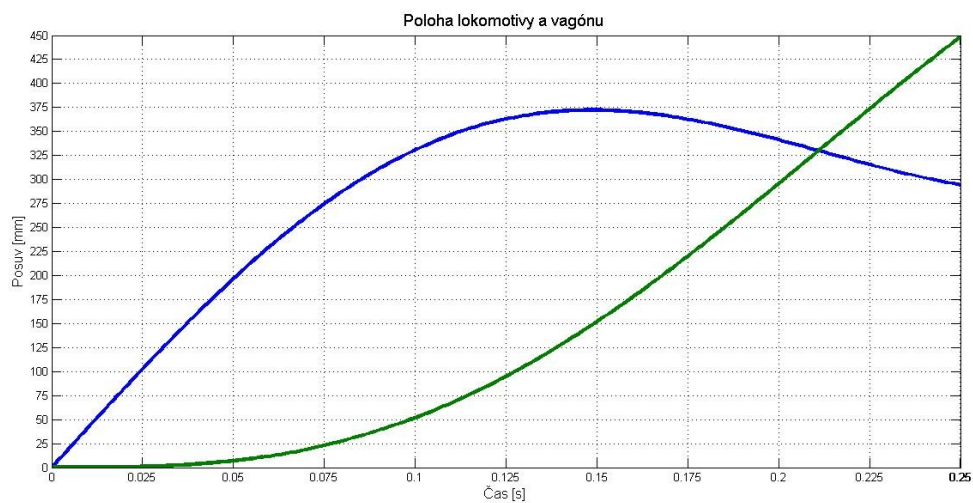
V numerické metodě se z pohybových rovnic sestavila diferenciální rovnice prvního řádu, která byla řešena v prostředí jazyka *Matlab* pomocí metody *Runge Kutta* 4. řádu.

Postup obou metod je uveden v [4].

Výstupem je algoritmus výpočtu, naprogramovaný v prostředí jazyka *Matlab*, který byl převzat z [4]. Do algoritmu byly vloženy nově zadané hodnoty. Vztah pro zjištění výsledné maximální síly, která působí v pružině nárazníku, má tvar:

$$F_{max} = k_C \cdot \max|(u_L - u_V)| = 930,8 \text{ kN}. \quad (3.1)$$

Na obr. 3.1 je zobrazena závislost posunutí lokomotivy a vagónu na čase během nárazu.



*Obr. 3.1 - Poloha lokomotivy a vagónu během nárazu - lineární oblast*

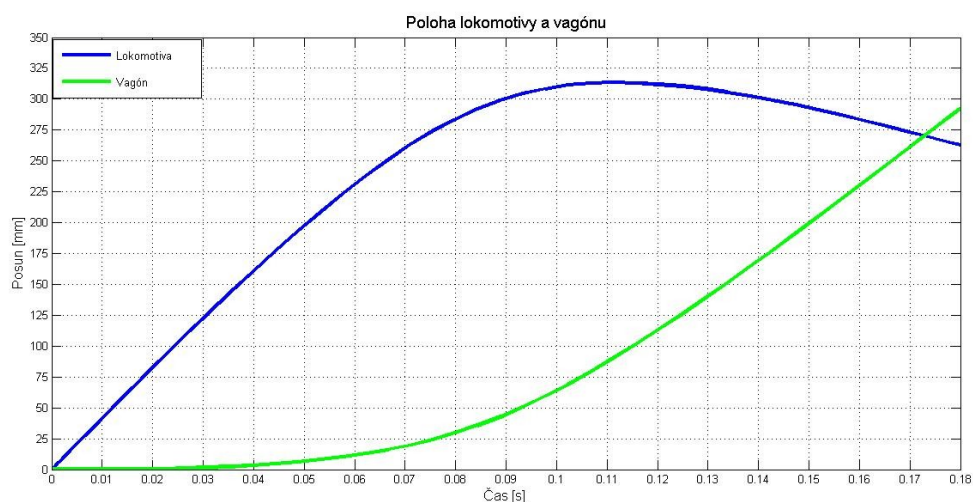
Výpis algoritmu je uveden v příloze 12.1 *Algoritmus lineární charakteristiky vypružení*.



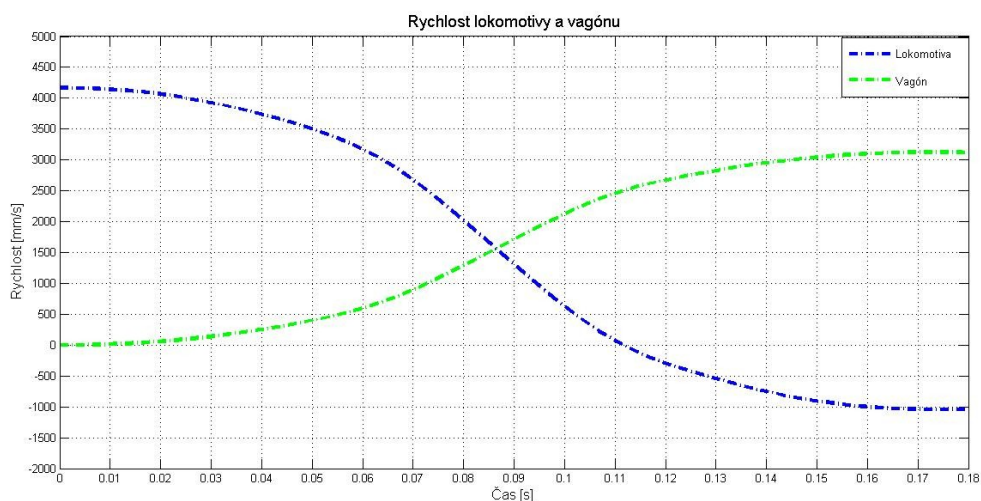
## 4 Nelineární charakteristika vypružení

Problematika nelineární charakteristiky vypružení byla zpracována v diplomové práci [4]. Postup výpočtu byl obdobný jako u numerické metody lineární charakteristiky vypružení.

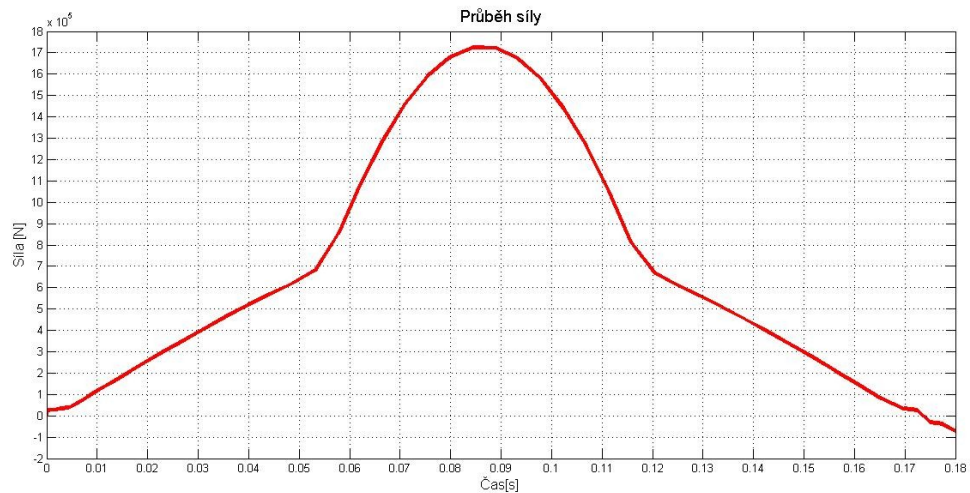
Výstupem je algoritmus výpočtu, naprogramovaný v prostředí jazyka *Matlab*, který byl převzat z [4]. Do algoritmu byly vloženy nově zadané hodnoty. Použitím algoritmu byly stanoveny závislosti posunutí (viz obr. 4.1) a rychlostí (viz obr. 4.2) lokomotivy a vagónu na čase během nárazu. Na obr. 4.3 je zobrazen průběh síly a na obr. 4.4 průběh rychlosti.



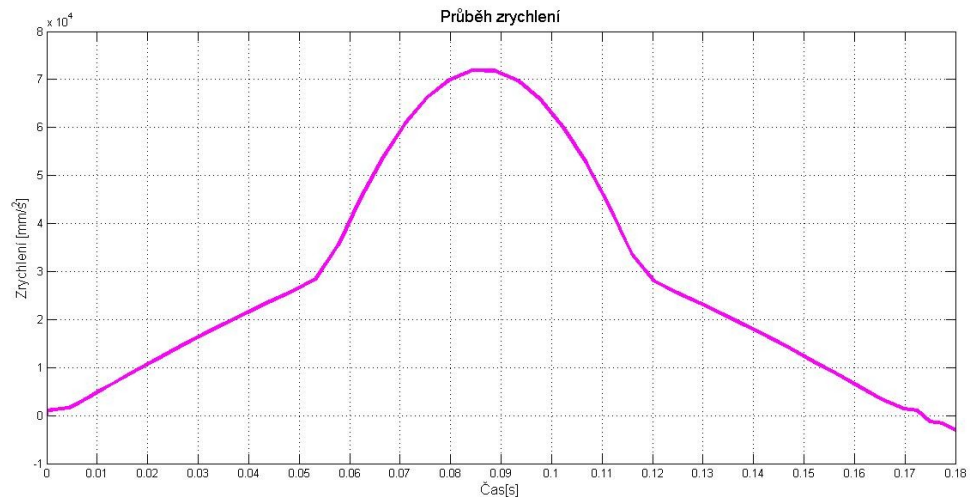
Obr. 4.1 - Poloha lokomotivy a vagónu během nárazu - nelineární oblast



Obr. 4.2 - Rychlost lokomotivy a vagónu během nárazu - nelineární oblast



*Obr. 4.3 - Průběh síly - nelineární oblast*



*Obr. 4.4 - Průběh zrychlení - nelineární oblast*

Vztah pro zjištění maximální síly působící v pružině nárazníku má tvar:

$$F_{max} = k \cdot \max|(u_L - u_V)| = 1724,8 \text{ kN}. \quad (4.1)$$

Porovnáním obr. 3.1 s obr. 4.1 bylo zjištěno, že v nelineární oblasti je průběh polohy lokomotivy a vagónu rychlejší a výsledná síla je větší než v lineární oblasti. Proto se tuhost nárazníku bude posuzovat podle funkce posuvu (2.1).

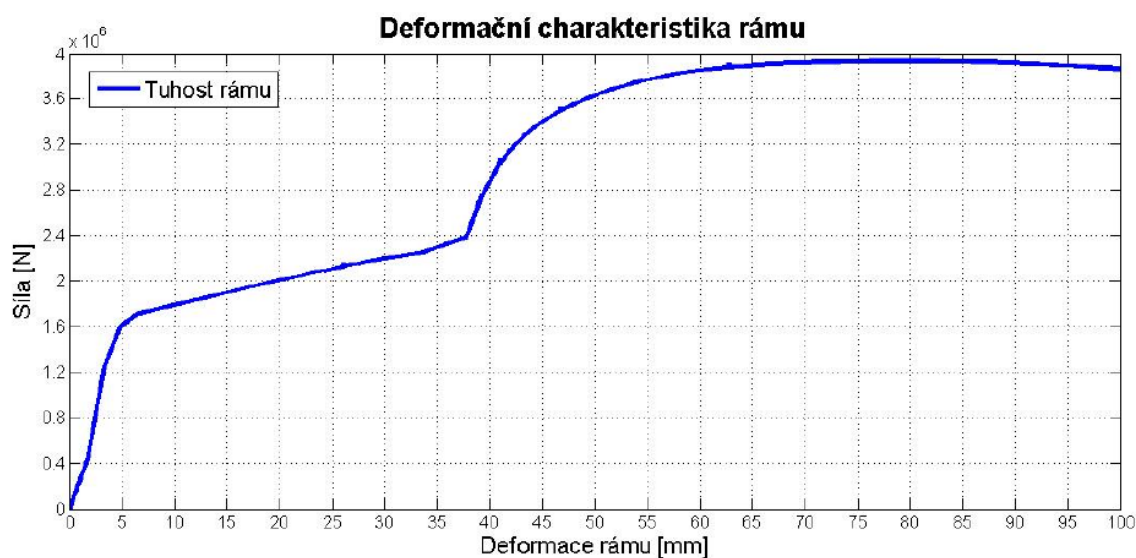
Výpis algoritmu je uveden v příloze 12.2 *Algoritmus nelineární charakteristiky vypružení*.

## 5 Deformační charakteristika rámu

V předchozích kapitolách byl řešen náraz lokomotivy do nebrzděného vagónu bez uvážení tuhosti samotného rámu. Rám je podstatnou částí soustavy, proto tuhost rámu nemůže být zanedbána.

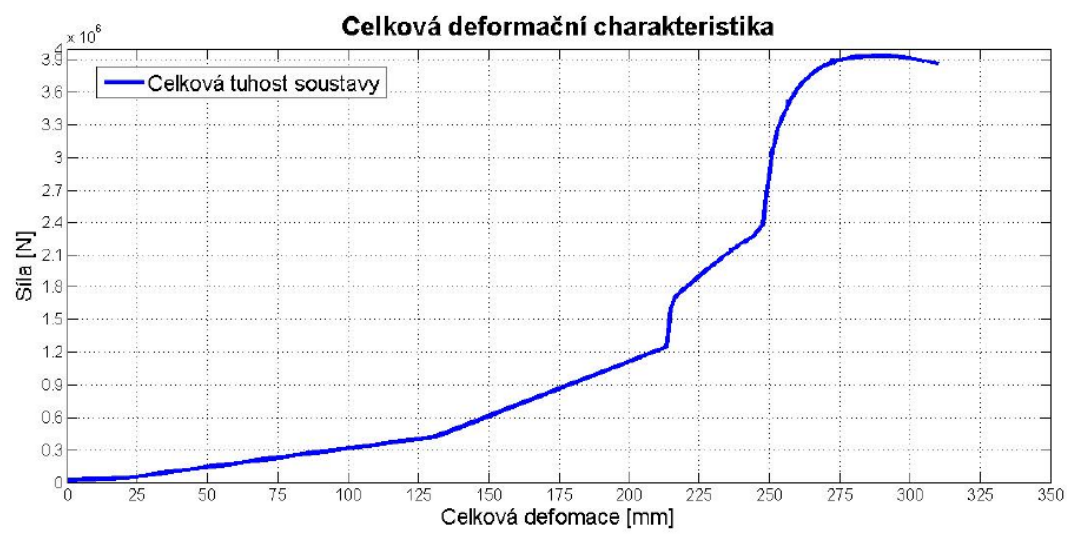
Výpočet pro stanovení tuhosti rámu lokomotivy je velice zdoluhavý a časově náročný. V diplomové práci [4] byl velice podrobně proveden výpočet tuhosti rámu pro čtyř nápravovou lokomotivu. Rám použitý v této práci je obdobný. Proto byla deformační charakteristika rámu převzata z [4].

Převzatá deformační charakteristika rámu je zobrazena na obr. 5.1. Z charakteristiky vyplývá, že při určité síle dochází ke zvyšování deformace, aniž by se zvětšila síla.



Obr. 5.1 - Deformační charakteristika rámu[4]

Potřebná celková deformační charakteristika rámu (viz obr. 5.2), která je potřebná pro zjištění závislosti posunutí resp. rychlostí lokomotivy a vagónu na čase při nárazu, se získá součtem deformací rámu a nárazníku lokomotivy.

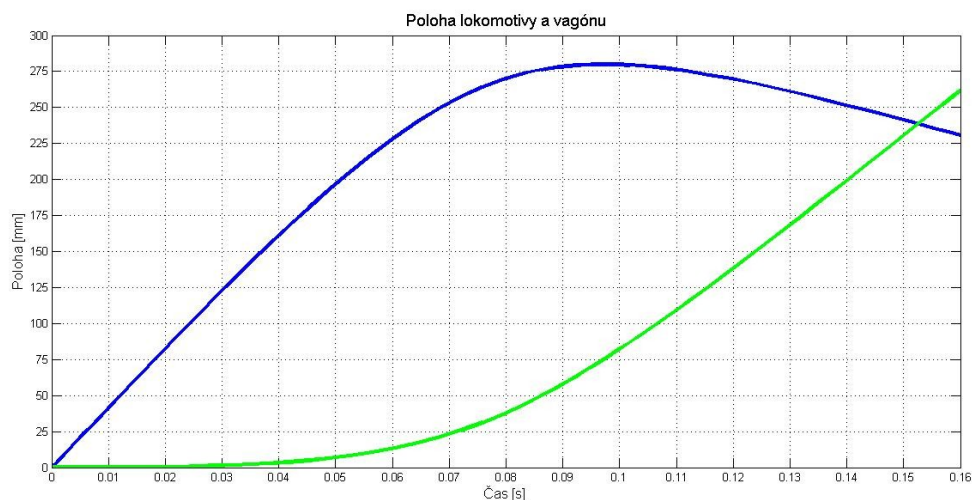


*Obr. 5.2 - Celková deformační charakteristika[4]*

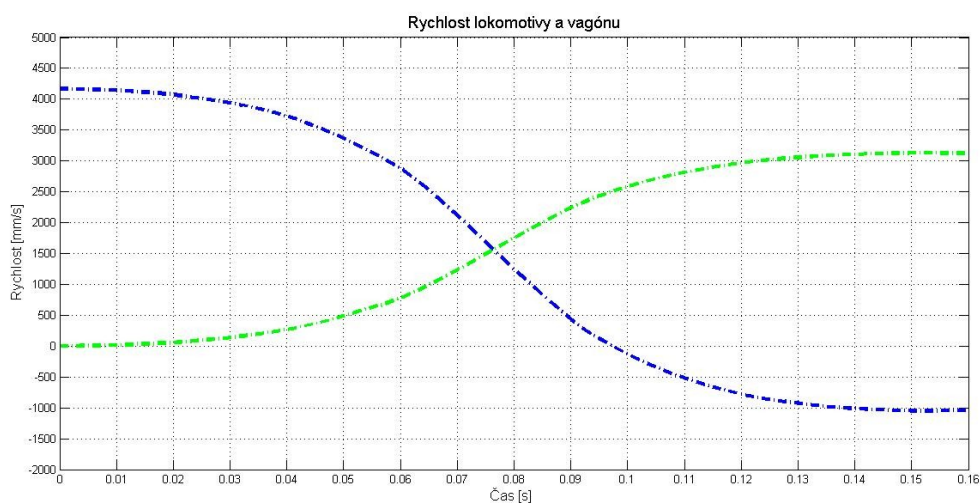
## 6 Nelineární charakteristika vypružení s uvážením tuhosti rámu

Pro numerické řešení nárazu lokomotivy do nebrzděného plně naloženého vagónu bylo využito prostředí programu *Matlab*. Algoritmus pro řešení byl převzat z [4]. Do algoritmu byly vloženy nově zadané hodnoty. Pro řešení se využila celková deformační charakteristika, získaná v předchozí kapitole. Výpis algoritmu je uveden v příloze 12.3 *Algoritmus nelineární charakteristiky vypružení s uvážením tuhosti rámu*

Závislosti posunutí resp. rychlostí lokomotivy a vagónu na čase během nárazu jsou zobrazeny na obr. 6.1 a 6.2.



Obr. 6.1 - Poloha lokomotivy a vagónu během nárazu - celková def. charakteristika

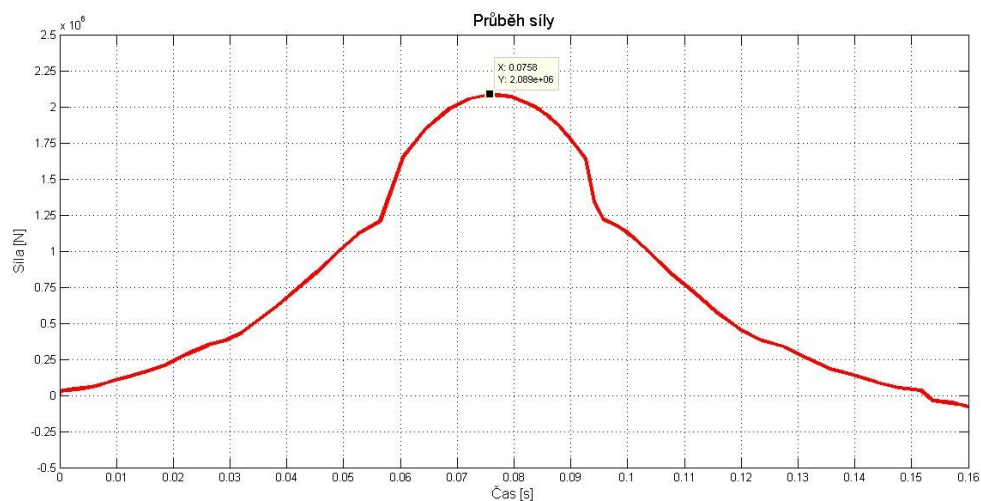


Obr. 6.2 - Rychlost lokomotivy a vagónu během nárazu - celková def. charakteristika

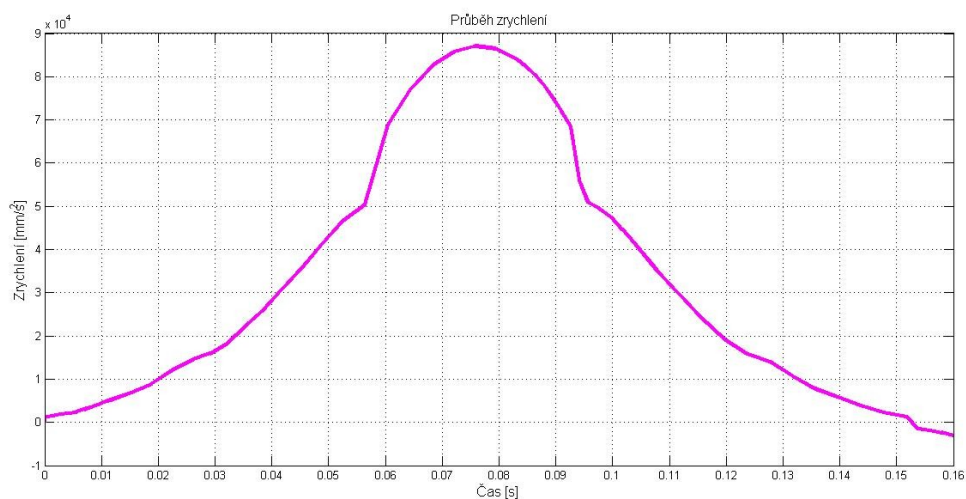
Porovnáním obr. 6.1 a 6.2 s obr. 4.1 a 4.2 vyplývá, že změna polohy resp. rychlosti je rychlejší v kratším čase. Je to způsobeno uvážením tuhosti rámu, díky kterému se zvedla celková tuhost a také zvýšila odporová síla (6.1).

$$F_{max} = k \cdot \max|(u_L - u_V)| = 2089,4 \text{ kN} \quad (6.1)$$

Průběh síly a její maximální hodnota je zobrazena na obr. 6.3 a průběh zrychlení je patrný z obr. 6.4.



Obr. 6.3 - Průběh síly - celková def. charakteristika



Obr. 6.4 - Průběh zrychlení - celková def. charakteristika

Tabulka výsledných závislostí posunutí a rychlostí lokomotivy a vagónu v čase během nárazu je uvedena v příloze 12.4 *Tabulka výsledného pole posuvů a rychlostí pro lokomotivu a vagón.*



## 7 Popis a úprava výpočetního modelu

Práce má ověřit, zda navržená konstrukce uchycení bateriových sekcí vyhovuje účinkům rázu a nedojde k převržení baterií, které by mohly ohrozit obsluhu lokomotivy. Náraz je v této práci brán jako havarijní stav. Otázkou také je, zda bude stroj schopný provozu po nárazu.

Bateriové sekce jsou umístěny na lokomotivě posouvacího typu, která bude využita pro převoz těžkých nákladů na krátké vzdálenosti. Jelikož bude provozována v těžkém průmyslu, bude schopna táhnout náklad v obou směrech. Lokomotiva má třínápravový podvozek a bateriové sekce jsou umístěny před i za kabinou. Na obr. 7.1 je zobrazen návrh koncepce lokomotivy. Na obr. 7.2 je vidět detail umístění bateriových sekcí.

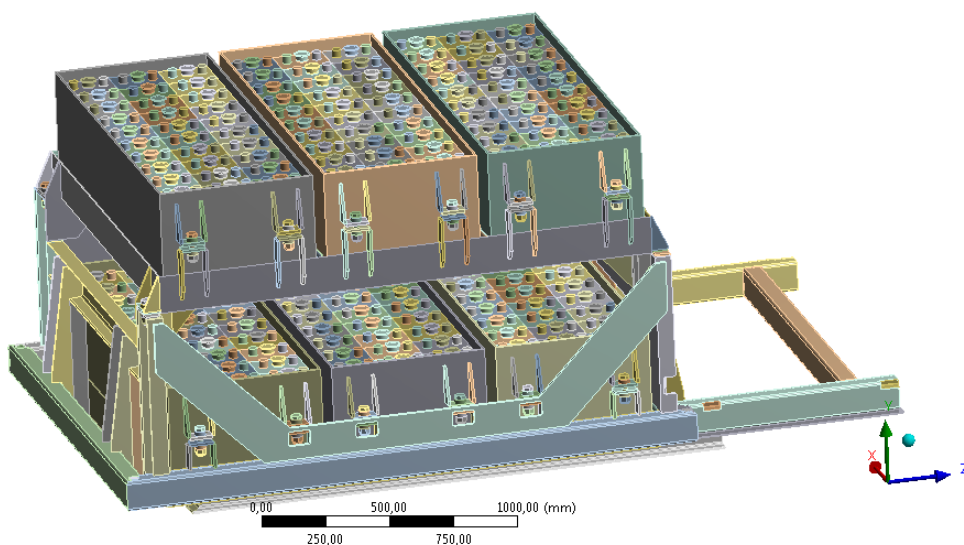


*Obr. 7.1 - Koncepční návrh lokomotivy*



*Obr. 7.2 - Uložení bateriových sekcí*

Model bateriových sekcí, který byl dodán firmou Arrow line, a.s, je znázorněn na obr. 7.3.

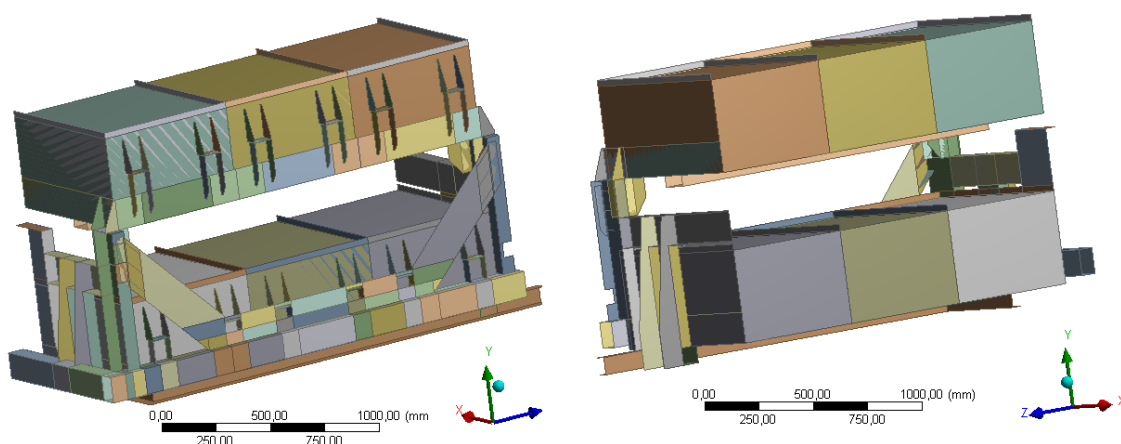


*Obr. 7.3 - Dodaný model (dodáno ve formátu \*.igs)*

Dodaný geometrický model musel být výrazně zjednodušen především kvůli délce výpočetního času dynamické analýzy (řádově dny). Geometrie modelu včetně zatížení a okrajových podmínek je vzhledem k podélné svislé rovině symetrická, proto byla uvažována pouze polovina modelu.



Původní model byl diskretizován pomocí prostorových prvků, což vedlo k velkému počtu stupňů volnosti a výpočetní čas vykazoval vysoké hodnoty (řádově týdny). Protože se model skládá z tenkostěnných profilů, rozhodl se autor po několika týdenním ladění výpočtu, diskretizovat model pouze pomocí skořepinových prvků. Tímto bylo docíleno výrazného snížení počtu stupňů volnosti a také celkového výpočetního času (řádově dny). Upravený skořepinový model je zobrazen na obr. 7.4.



*Obr. 7.4 - Upravený skořepinový model*

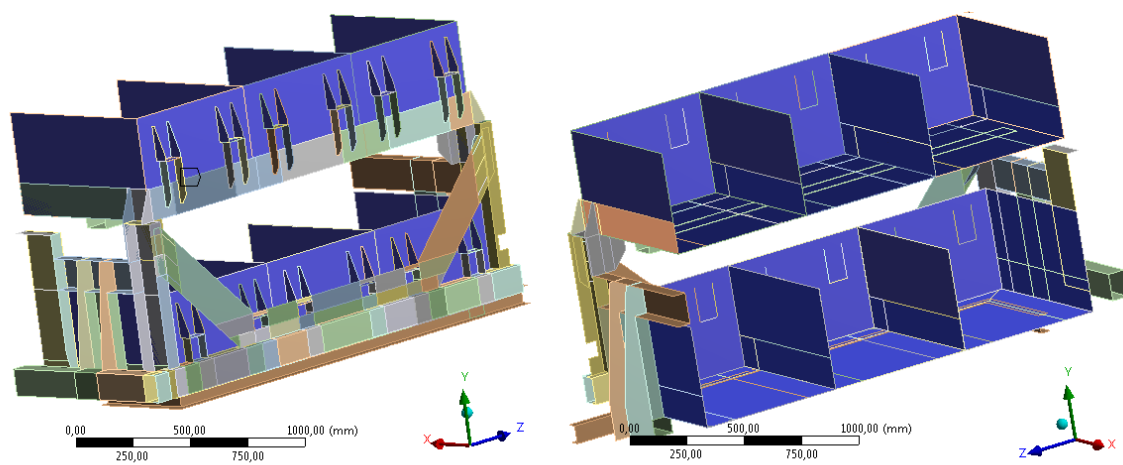
V modelu byla provedena řada zjednodušení. Byly zanedbány součásti jako šrouby, matice, podložky a podobně. Podrobnější popis bude uveden v kapitole 7.4. Z důvodu komplikované diskretizace bylo na celém modelu provedeno mnoho drobných úprav jako odstranění zaoblení, zkosení nebo odstranění nepodstatných otvorů. Původní baterie byly nahrazeny homogenními bloky s odpovídající hmotností, které jsou usazeny do ocelových plechových AKU boxů. Výška homogenního bloku odpovídá výšce baterie a její velikost je 430 mm.

Vzhledem k tomu, že se jedná o poměrně složitou sestavu, bylo důležité rozdělit geometrický model na několik částí. Díky rozdělení bylo snazší model upravovat a orientovat se ve změnách, které souvisí s úpravou a laděním výpočtů. Model byl proto rozdělen do několika částí.

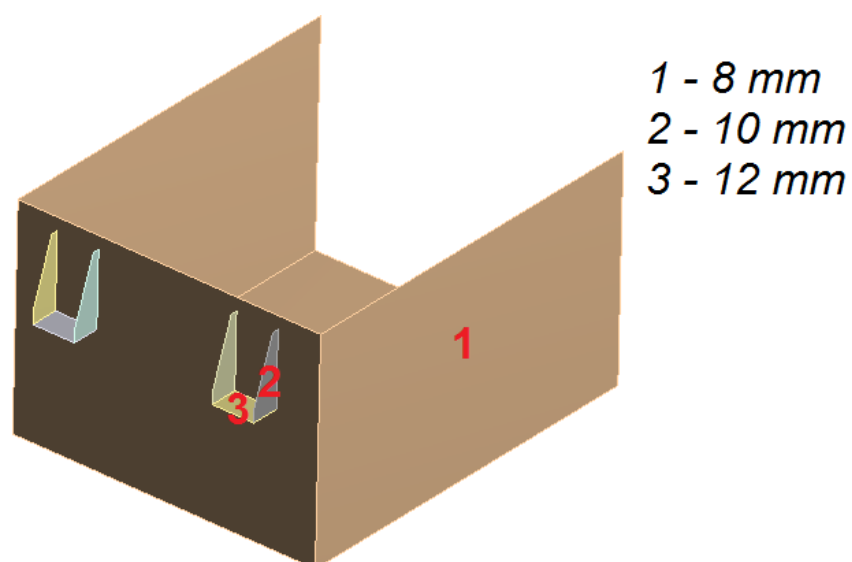
## 7.1 Rozdělení modelu

### AKU boxy baterií

Na obr. 7.5 jsou modře vyznačeny AKU boxy, ve kterých jsou umístěny baterie. Upravený model obsahuje celkem šest AKU boxů. Boxy jsou tvořeny ocelovými plechy o různých tloušťkách, které jsou popsány na obr. 7.6.



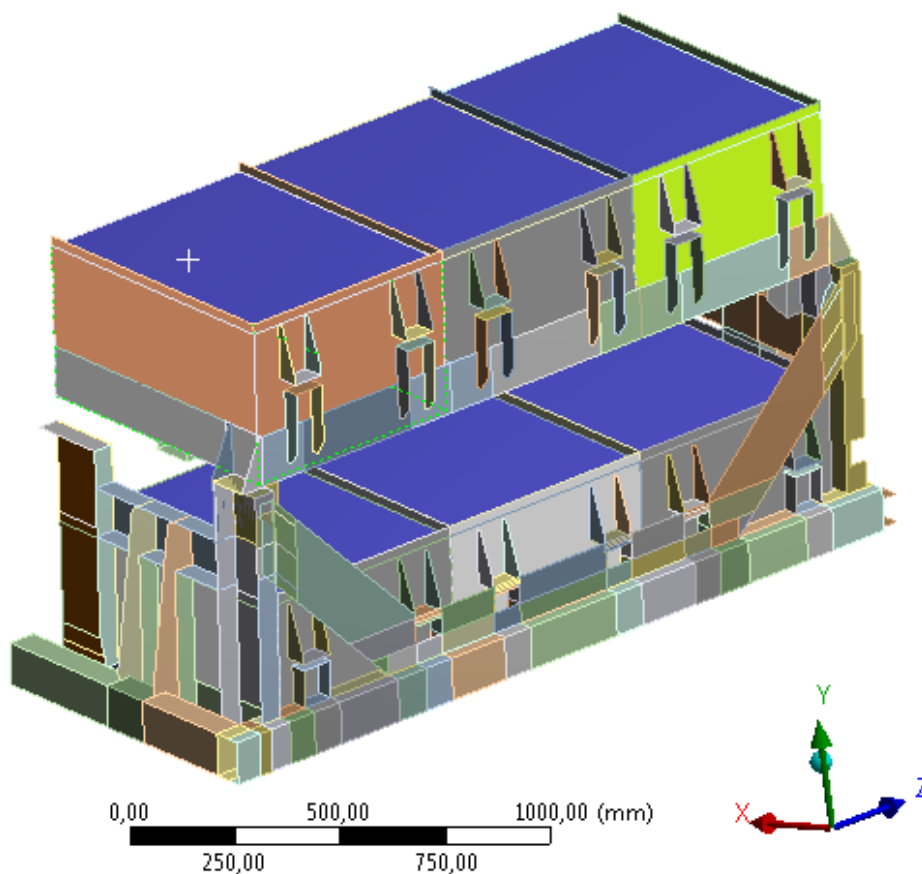
*Obr. 7.5 - AKU boxy baterií*



*Obr. 7.6 - Tloušťka použitých ocelových plechů*

### Homogenní bloky

Baterie byly nahrazeny homogenními bloky (viz obr. 7.7), které jsou usazeny v ocelových plechových AKU boxech.

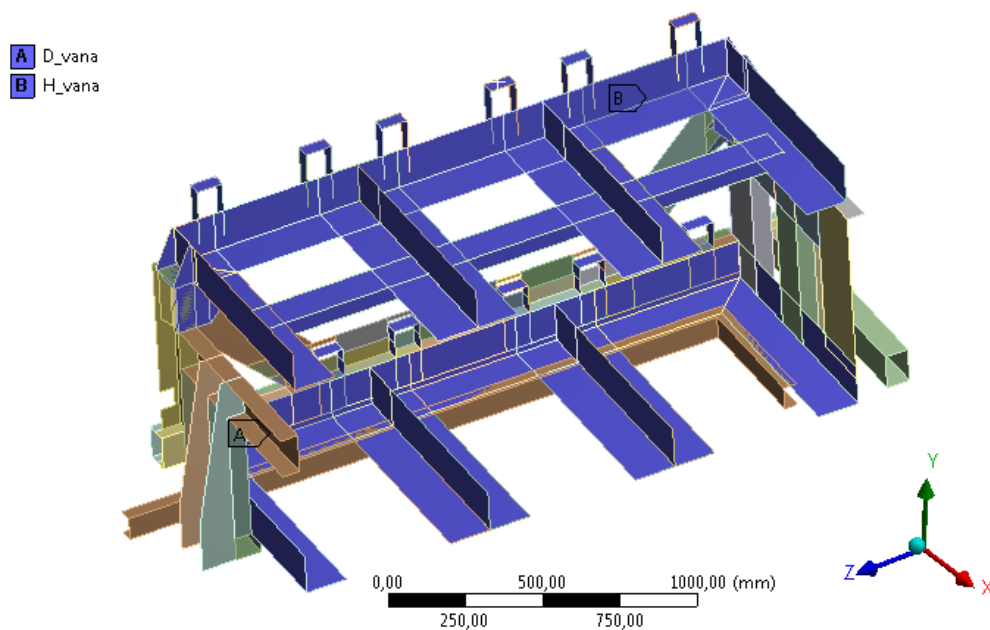


*Obr. 7.7 - Homogenní bloky modelu*

### Horní a dolní vana

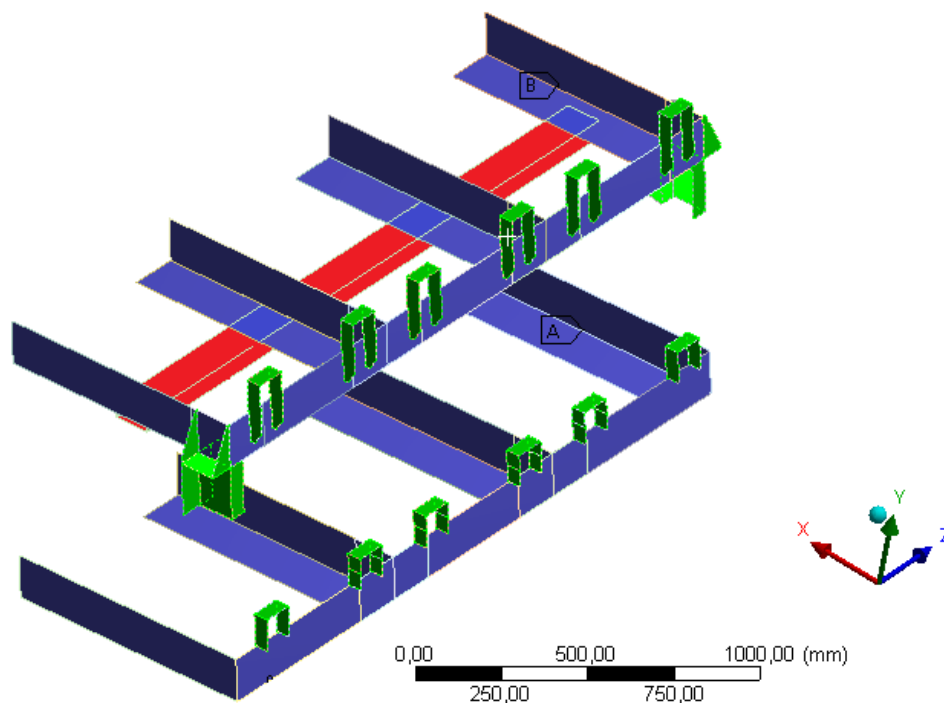
AKU boxy jsou usazeny ve vanách, které byly rozděleny na horní a dolní vanu.

Mezi vanou a AKU boxy je umístěna pryžová vložka, která nebyla v modelu uvažována. V důsledku použití pryže by docházelo ke zborcení konečných prvků, kterými by byla modelována. Absence pryže byla nahrazena větším třecím koeficientem v místě, kde se dotýká vana s AKU boxem.[2] Podrobněji bude tento problém probrán v kapitole 7.4. Horní a dolní vana je označena v sestavě modře (viz obr. 7.8).



*Obr. 7.8 - Horní a dolní vana modelu*

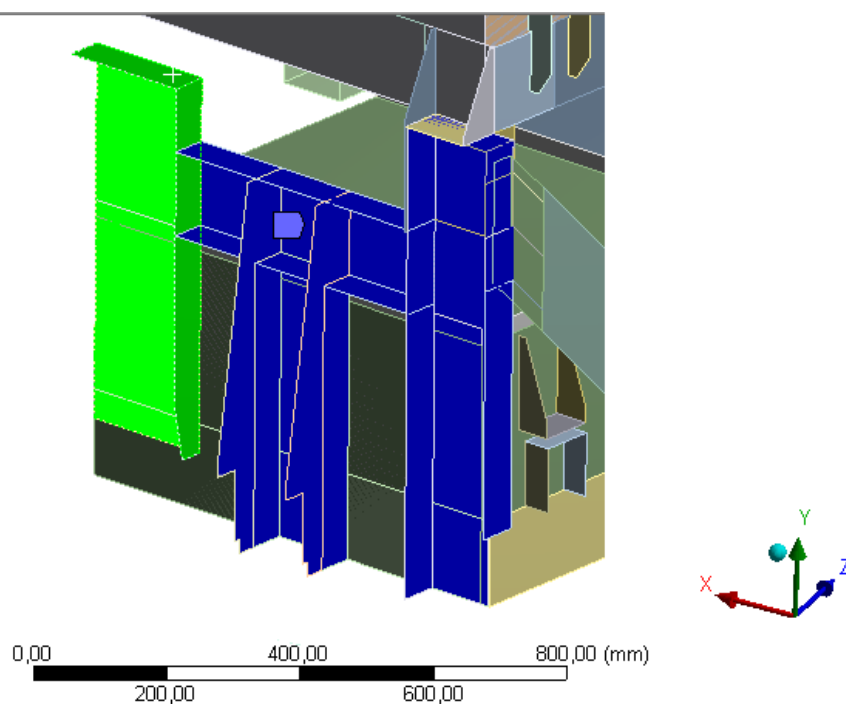
Použité ocelové plechy mají různou tloušťku. Na obr. 7.9 jsou modře znázorněny plechy o tloušťce 12 mm, které tvoří hlavní kostru. Zelenou barvou jsou označeny plechy s tloušťkou 10 mm a červenou barvou je označen obdélníkový profil o tloušťce stěny 4 mm.



*Obr. 7.9 - Typy konstrukčních prvků horní a dolní vany*

### Přední strana nosného systému

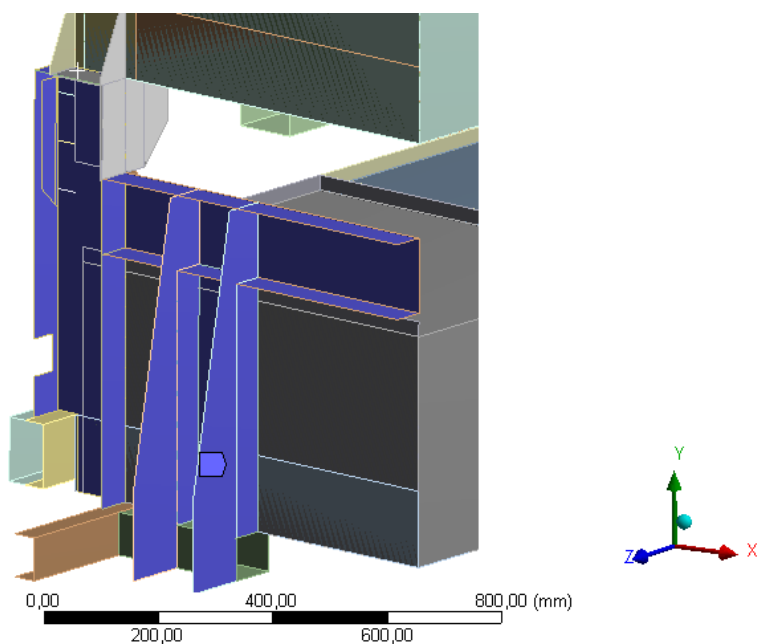
Přední strana nosného systému je tvořena U profily a ocelovými plechy. Tloušťka plechů je zobrazena na obr. 7.10. Zelená barva znázorňuje tloušťku 10 mm a modrá barva 8 mm.



*Obr. 7.10 - Přední strana nosného systému*

### Zadní strana nosného systému

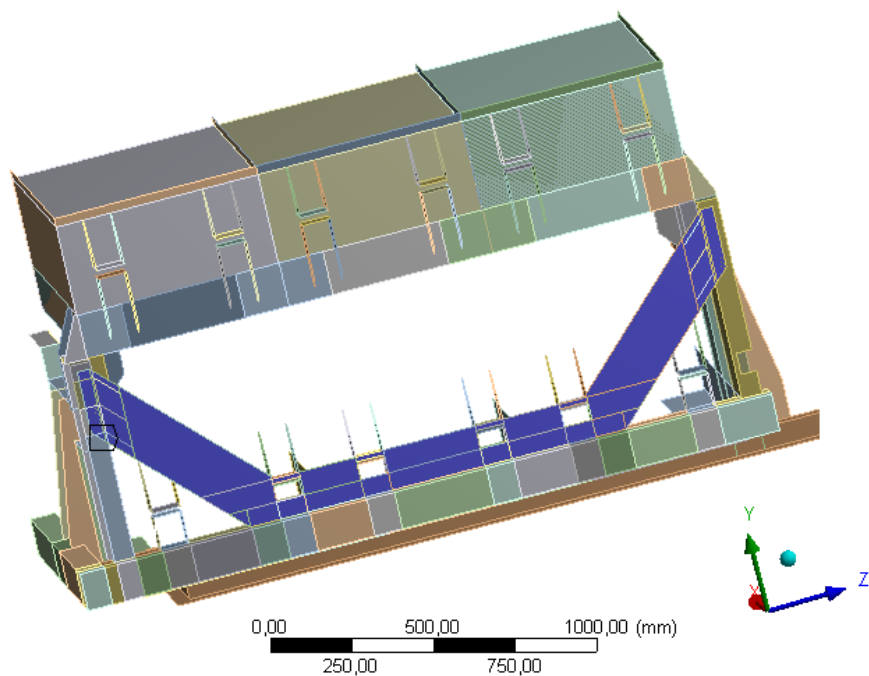
Stejně jako u přední strany je i zadní strana nosného systému tvořena U profily a ocelovými plechy. Tloušťka plechů je 8 mm a pro všechny díly je stejná (viz modrá barva na obr. 7.11.).



*Obr. 7.11 - Zadní strana nosného systému*

### Výztuha

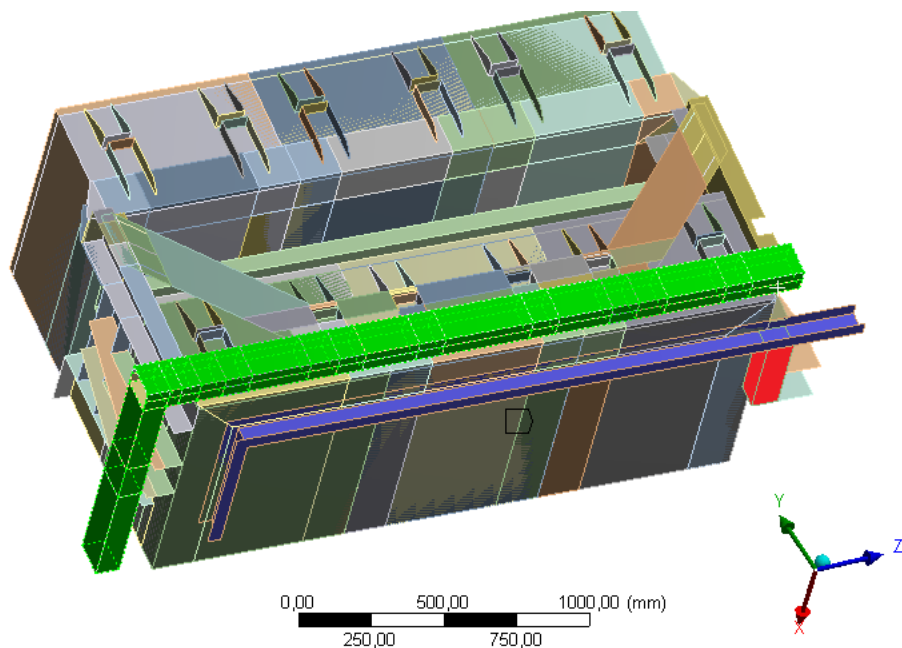
Výztuha je tvořena celistvým plechem a šesti žebry. Tělesa mají shodnou tloušťku plechů 12 mm. Výztuha se žebry je zobrazena na obr. 7.12. a je zvýrazněna modrou barvou.



*Obr. 7.12 - Výztuha modelu se žebry*

### Podvozek

Povozek je tvořen dvěma profily obdélníkového průřezu o tloušťce stěny 5 mm, které jsou označeny na obr. 7.13 zelenou barvou. Červenou barvou je označen spodní profil obdélníkového průřezu o tloušťce stěny 7 mm a modrou barvou je označen U profil o tloušťce stěny 7 mm.



Obr. 7.13 - Podvozek modelu

### Hmotnosti upraveného modelu

Hmotnost konstrukce baterií včetně homogenních bloků činí 9 tun. V tab. 2 jsou uvedeny hmotnosti částí, které byly použity pro upravený model (viz obr. 7.4).

Hmotnosti částí modelu	
Části modelu	Hmotnost [t]
AKU box	0,1
Homogenní blok	0,57
Horní vana	0,22
Dolní vana	0,19
Přední strana	0,05
Zadní strana	0,04
Výztuha se žebry	0,04
Podvozek	0,08

Tab. 2 - Hmotnosti jednotlivých částí modelu

## 7.2 Materiálové vlastnosti

V modelu byly použity materiálové vlastnosti pro:

- Tenkostěnné profily konstrukce.
- Podvozek.
- Homogenní bloky.

### Tenkostěnné profily konstrukce

Tenkostěnné profily jsou vyrobeny z oceli 11 375. Vzhledem k tomu, že se jedná o destrukční zátěžový stav lokomotivy, je potřeba uvažovat celou křivku zpevnění použitého materiálu u tenkostěnných profilů. Proto byl použit nelineární model materiálu, který uvažuje izotropní zpevnění. Jedná se o bilineární materiálový model a křivka zpevnění je zobrazena na obr. 7.14. Materiálové parametry tenkostěnných profilů jsou uvedeny v tab. 3.

V explicitní úloze je plastická deformace počítána pomocí tzv. *Von Mises yield criterion*. Lze ji charakterizovat ve tvaru:

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2Y^2, \quad (7.1)$$

kde:

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  - hlavní napětí [MPa],

$Y$  - jednoosé napětí [MPa].

Pro bilineární materiálový model lze definovat jednoosé napětí jako funkci poměrné plastické deformace  $\varepsilon_p$  ve tvaru:

$$Y = Y_0 + A \cdot \varepsilon_p, \quad (7.2)$$

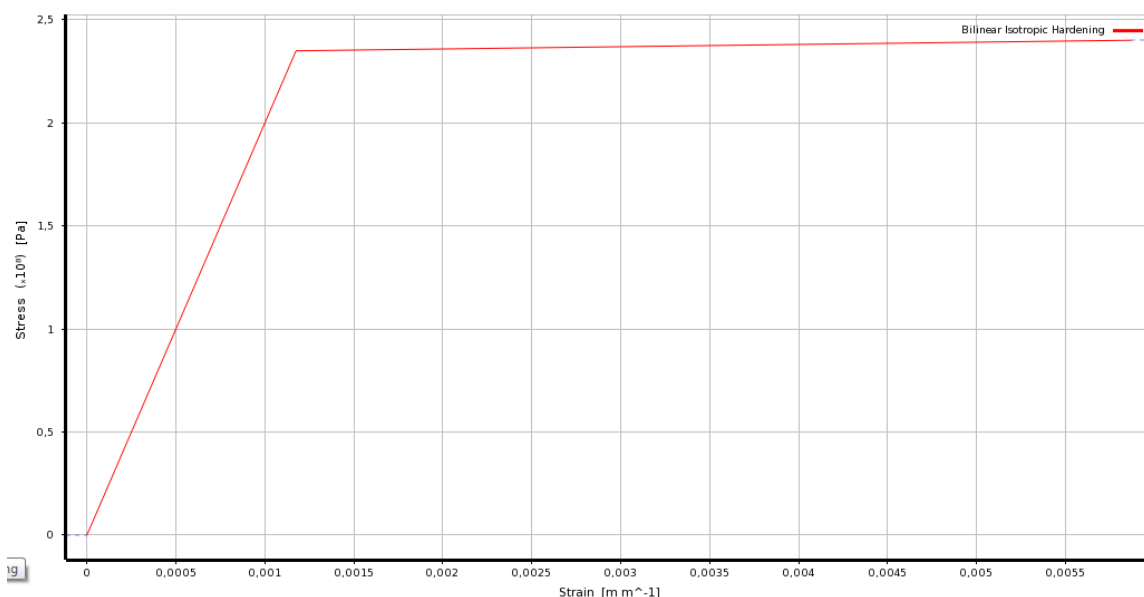
kde:

$Y_0$  - mez kluzu [MPa],

$A$  - tangenciální modul [MPa],

$\varepsilon_p$  - plastická deformace [mm].[7]





Obr. 7.14 - Křivka zpevnění nelineárního modelu pro tenkostěnné profily

Ocel 11 375	
Modul pružnosti v tahu	$2 \cdot 10^5$ MPa
Poissonova konstanta	0,3
Mez kluzu	235 MPa
Mez pevnosti	$\approx 506$ MPa
Tangenciální modul zpevnění	1094 MPa

Tab. 3 - Materiálové parametry tenkostěnných profilů

#### Výpočet tangenciálního modulu zpevnění

Pro zjištění křivky zpevnění nelineárního modelu (viz obr. 7.14) bylo zapotřebí stanovit tangenciální modul zpevnění. Pro výpočet bylo potřeba zjistit hodnoty pro použitou ocel 11 375, které jsou uvedeny v tab. 4 a získaly se z [3].

Ocel 11 375	
Tažnost ( $\delta$ )	0,25
Mez kluzu ( $\sigma_y$ )	235 MPa
Mez pevnosti ( $\sigma_u$ )	$\approx 406$ MPa

Tab. 4 - Materiálové parametry pro výpočet tangenciálního modulu zpevnění

Vzorec má tvar:

$$A = \frac{\sigma_u - \sigma_y}{(\delta - 0,002)}. \quad (7.1)$$

Vypočtená velikost tangenciálního modulu zpevnění je 1094 MPa.

### Podvozek

Podvozek není v tomto případě předmětem výpočtu. Simuluje pouze místa, kde se konstrukce baterií dotýká rámu lokomotivy. Proto se ve výpočtu považuje za absolutně tuhý. Materiálové vlastnosti byly zvoleny jako lineární a jejich modul pružnosti v tahu je 10x větší než u tenkostěnných profilů konstrukce. Materiálové parametry podvozku jsou uvedeny v tab. 5.

Materiálové parametry podvozku	
Modul pružnosti v tahu	$2 \cdot 10^6$ MPa
Poissonova konstanta	0,3

*Tab. 5 - Materiálové parametry podvozku*

### Homogenní bloky

U homogenních bloků byly zvoleny materiálové vlastnosti jako lineární a jejich parametry byly odvozeny od hodnot pro polyethylen.[2] Materiálové parametry homogenních bloků jsou uvedeny v tab. 6.

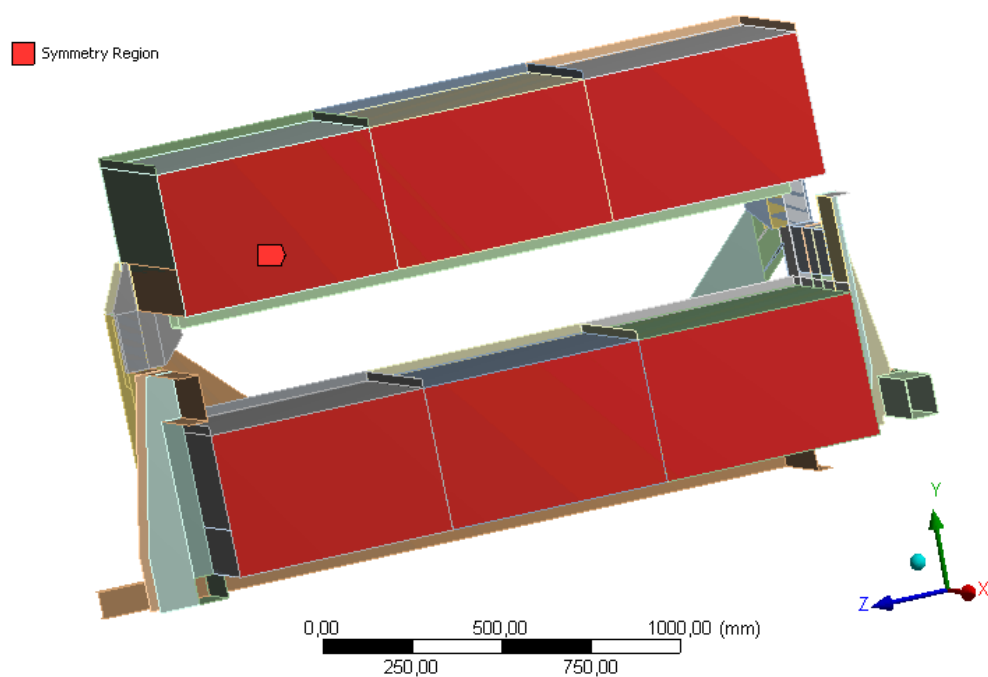
Materiálové parametry homogenních bloků	
Modul pružnosti v tahu	$1,1 \cdot 10^5$ MPa
Poissonova konstanta	0,3

*Tab. 6 - Materiálové parametry homogenních bloků*

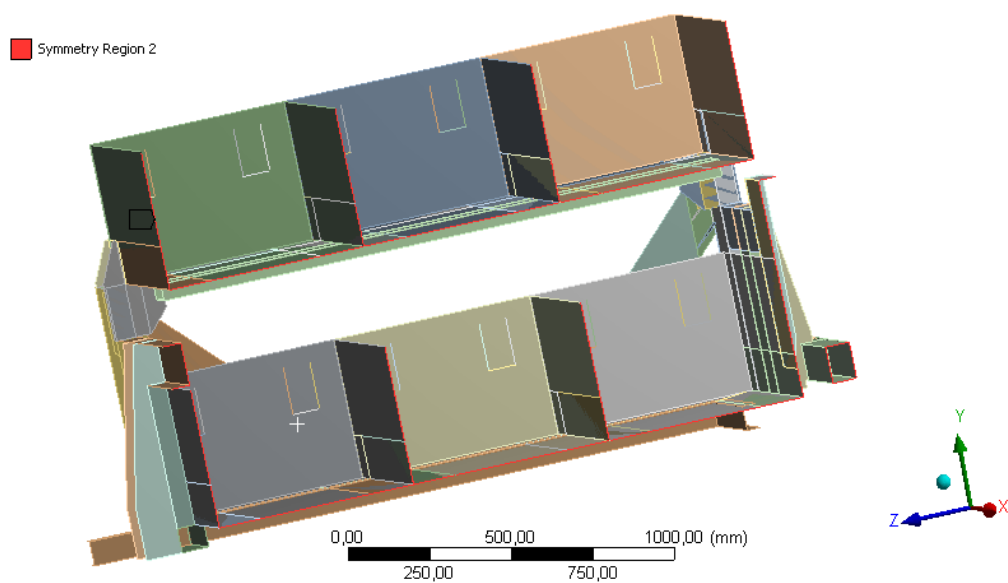
## **7.3 Okrajové a počáteční podmínky**

### Symetrie

V rovině symetrie modelu bylo plochám a hranám zamezeno posuvu ve směru normály k této rovině. Použité plochy a hrany jsou označeny červenou barvou na obr. 7.15 a 7.16.



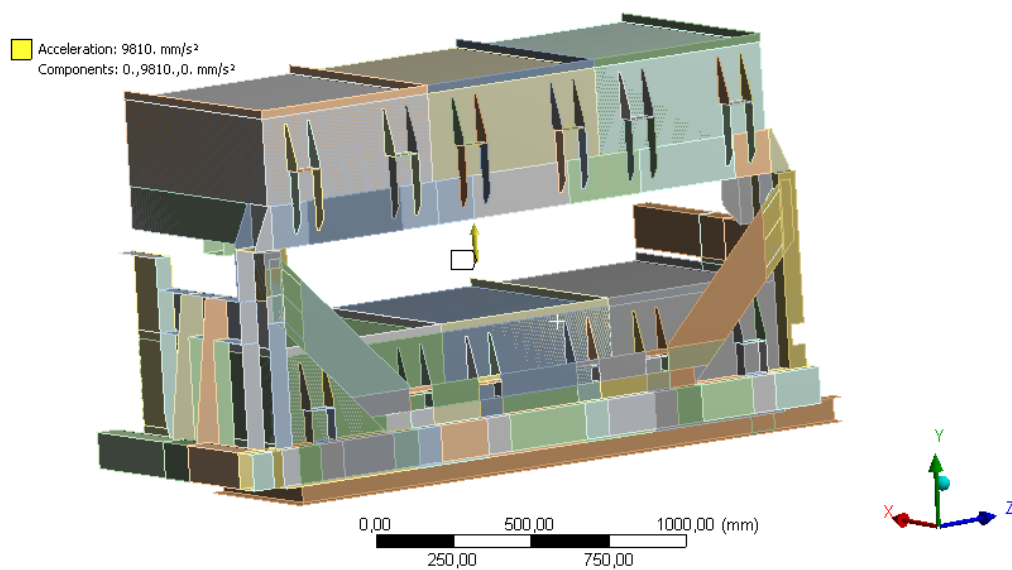
*Obr. 7.15- Plochy, kde byla využita rovina symetrie*



*Obr. 7.16 - Hrany, kde byla využita rovina symetrie*

### Vlastní zatížení

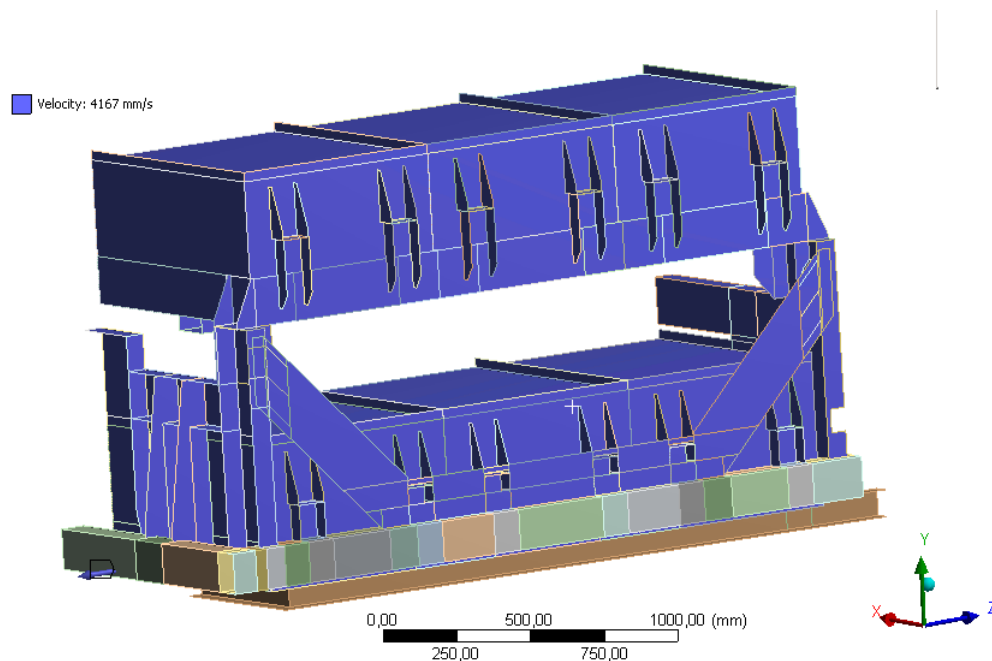
V soustavě byla uvažována vlastní tíha, která byla realizována pomocí funkce tzv. *zrychlení* s hodnotou tíhového zrychlení  $9810 \text{ mm/s}^2$  (viz obr. 7.17).



*Obr. 7.17 - Zatížení vlastní tíhou*

### Počáteční rychlost

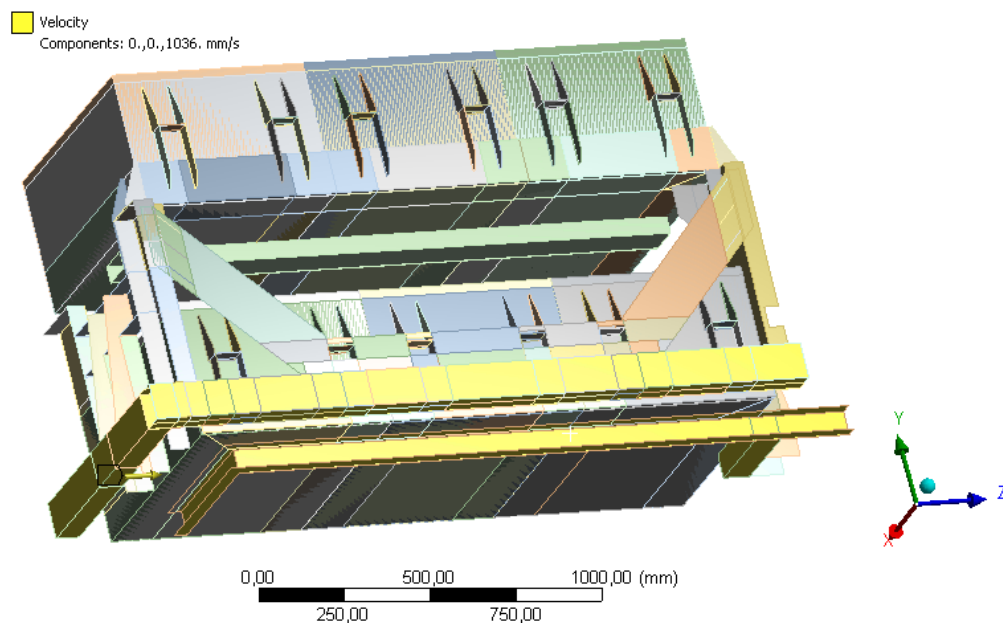
Konstrukci byla přiřazena počáteční rychlost  $v_L(0) = 4167 \text{ mm/s}$ , kterou se pohybovala lokomotiva před nárazem. Na obr. 7.18 je aplikace počáteční rychlosti na konstrukci označeno modrou barvou.



*Obr. 7.18 - Zadaná počáteční rychlost*

## Zpomalení

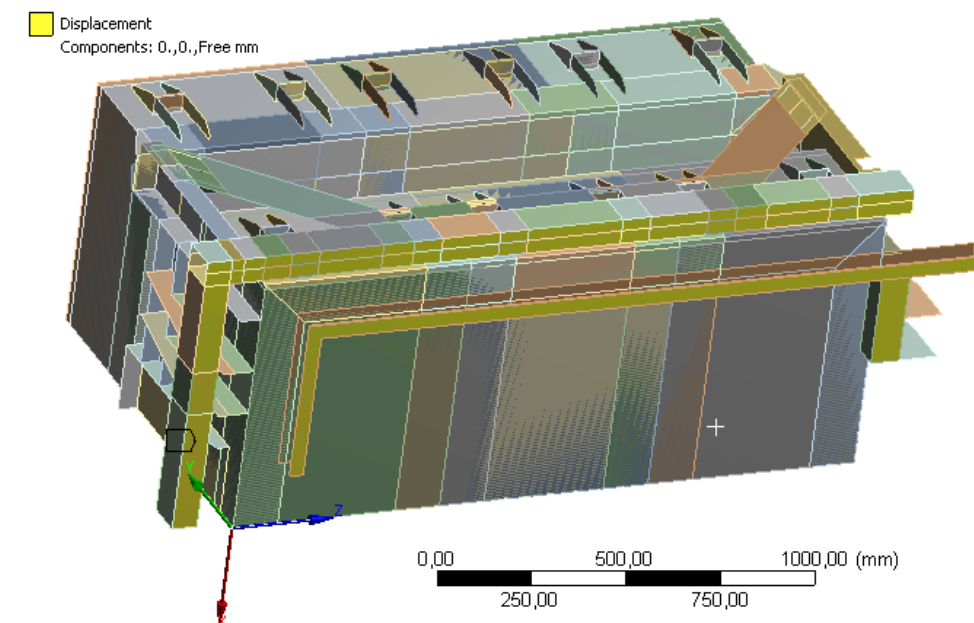
Hlavní zatížení konstrukce je realizováno prudkou změnou rychlosti, která je způsobena nárazem lokomotivy do vagónu. V kapitole 6 byla stanovena charakteristika rychlosti lokomotivy během nárazu v závislosti na čase (viz obr. 6.2). Tato charakteristika byla aplikována na podvozek jako zpomalení. Na obr. 7.19 je aplikace zpomalení na podvozek označena žlutou barvou.



*Obr. 7.19 - Tělesa s časově proměnným zpomalením*

## Posuv

Celá konstrukce se při nárazu pohybuje jedním směrem. Plochy s povoleným posuvem v ose Z jsou zvýrazněné žlutě na obr. 7.20.



Obr. 7.20 - Plochy s povoleným posuvem

## 7.4 Nastavení kontaktů

V úvodu výpočtu nebylo dosaženo konvergence. Divergenci úlohy způsobilo špatné nastavení kontaktů. Bylo proto nutné nastudovat, jak se chovají kontakty v explicitní úloze. K tomu se využil manuál [7], který dopomohl ke správnému nastavení kontaktů.

Explicitní úlohy mají globální nastavení kontaktů pomocí tzv. funkce „*Body Interactions*.“ Detekce kontaktu byla nastavena jako tzv. „*Trajectory*“ a doporučuje se pro nastavení nárazu a třecích kontaktů mezi prostorovými a skořepinovými prvky. Doporučuje se také nechat mezi kontaktními plochami malou mezeru. Je to z toho důvodu, aby nedocházelo na počátku výpočtu k tzv. *penetraci*, což by mohlo způsobit rozpad sítě tzv. *rozstřelení sítě*. [7]

Mezi všemi kontakty byla nastavena mezeru 0,001 mm. Další problém, který se vyskytoval, byly tzv. *dabované* kontakty. V úloze byly kontakty nastaveny dvakrát, což také napomohlo k divergenci úlohy.

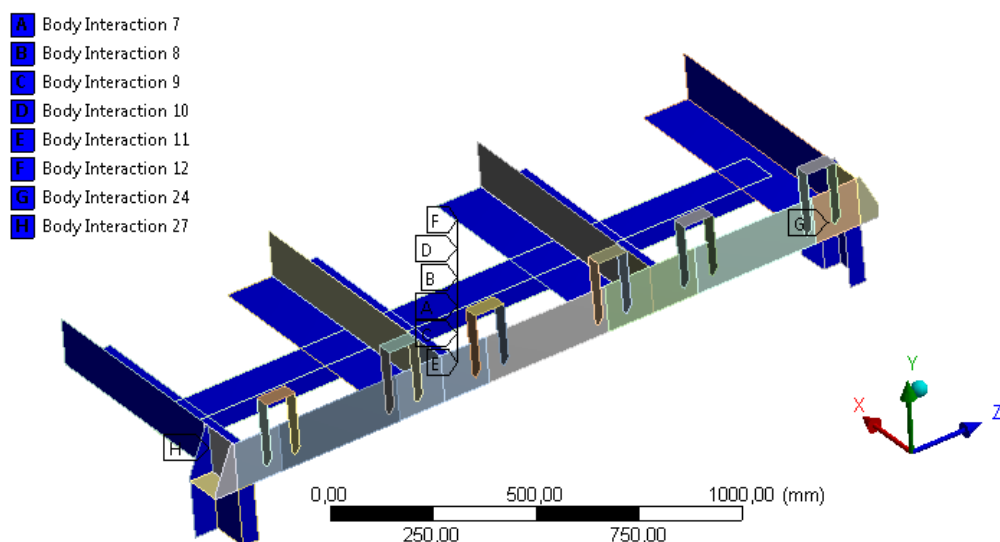
Nastavení kontaktů pro explicitní úlohu je specifické. Určují se tělesa, u kterých dochází ke kontaktu. Funkce „*Body Interactions*“ si poté hlídá možnosti kontaktu u jednotlivých těles. [7]

V soustavě byly použity tyto typy „*Body Interactions*.“

- *Pevný kontakt (Bonded)* – zaručuje pevné spojení součástí bez možnosti klouzání či odtržení.
- *Třecí kontakt (frictional)* – přenáší smykové napětí, je potřeba definovat nenulový třecí koeficient.

#### Pevný kontakt – horní vana

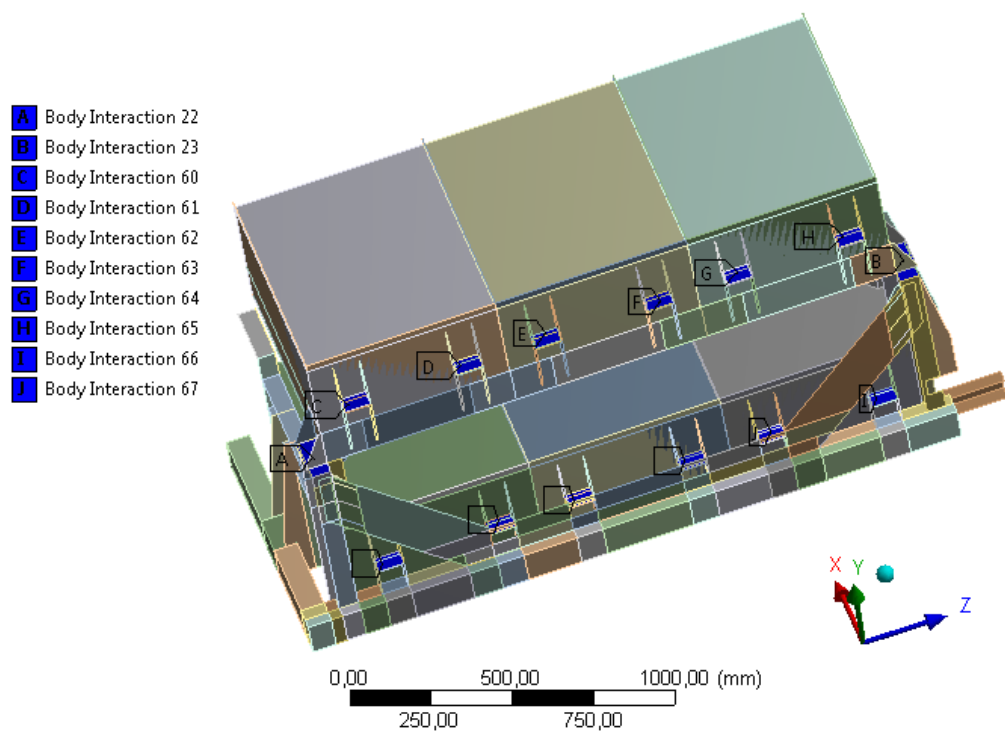
Pevný kontakt byl v horní vaně použit pro spojení plechu a U profilu sloužících jako doraz horní vany na přední a zadní stranu nosné konstrukce. V druhém případě byl použit pro spojení obdélníkového profilu s plechy horní vany. Použití pevného kontaktu v horní vaně je označeno modrou barvou na obr. 7.21.



Obr. 7.21 - Použití pevného kontaktu v horní vaně

#### Pevný kontakt – nahrazení šroubů

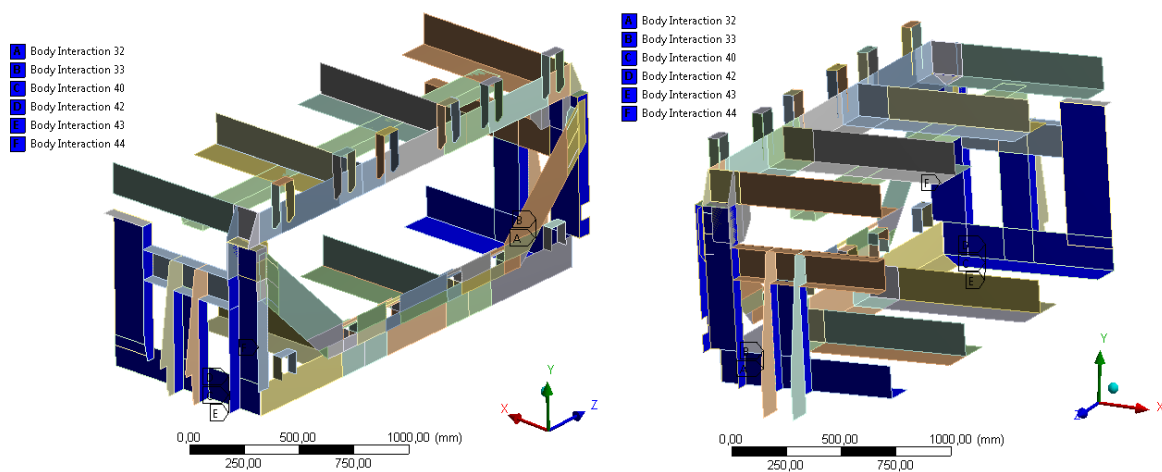
Spojení mezi AKU boxy a vanami je realizováno pomocí šroubů, které mají zanedbatelné předpětí. Po konzultaci se zadavatelem bylo rozhodnuto, že šrouby pro výpočet nejsou potřebné, protože nezajišťují napěťový stav a nejsou tedy předmětem výpočtu. Spojení bylo nahrazeno pevnými kontakty. Místa, kde byly zadány kontakty, jsou označené modrou barvou na obr. 7.22.



*Obr. 7.22 - Nahrazení šroubů pevnými kontakty*

### Pevný kontakt mezi dolní vanou, přední a zadní stranou nosné konstrukce

Pevný kontakt byl realizován mezi tělesy dolní vany, přední a zadní strany nosné konstrukce v místech, které jsou označeny modře na obr. 7.23.

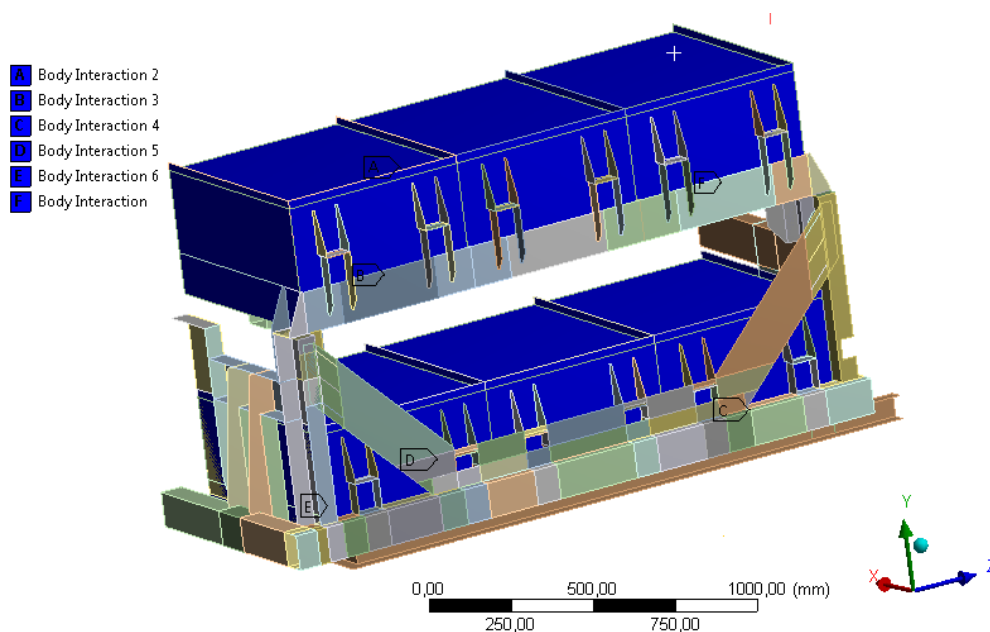


*Obr. 7.23 - Pevný kontakt mezi dolní vanou, přední a zadní stranou nosné konstrukce*



### Pevný kontakt mezi homogenními bloky a AKU boxy

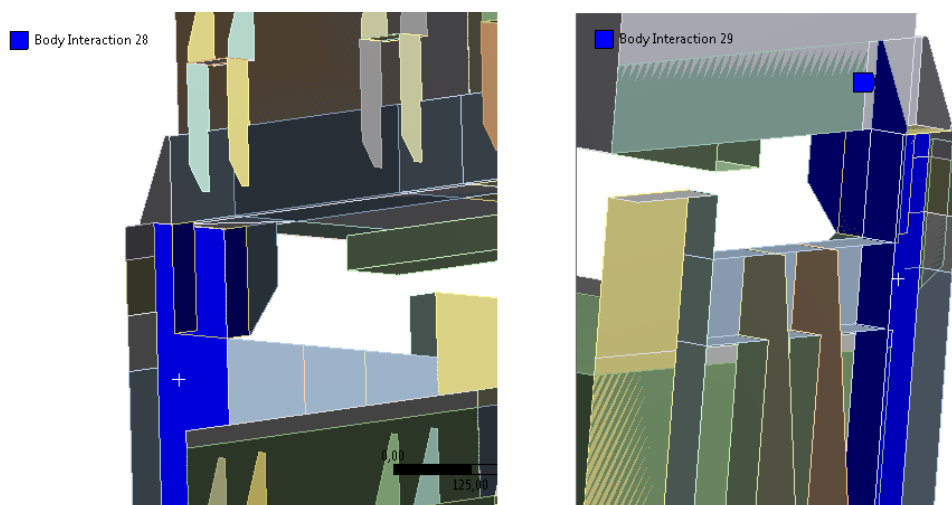
Pevný kontakt byl také realizován mezi plechovými AKU boxy a homogenními bloky (viz obr. 7.24).



*Obr. 7.24 - Pevný kontakt mezi homogenními bloky a AKU boxy*

### Třecí kontakt mezi horní vanou, přední a zadní stranou nosné konstrukce

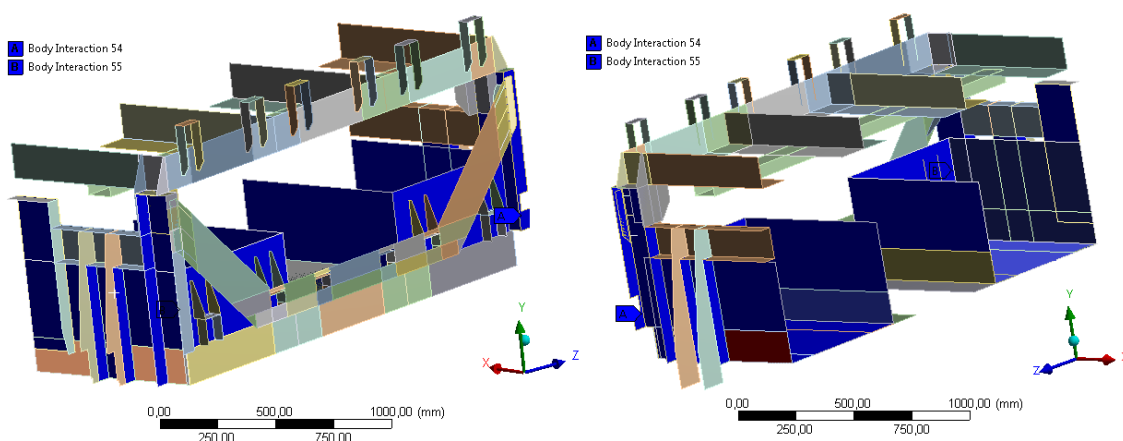
Protože je horní vana odnímatelná, bylo zapotřebí definovat třecí kontakt v místech, kde se dotýká horní vana s přední a zadní stranou nosné konstrukce (tzv. doraz horní vany). Třecí koeficient byl stanoven na  $f = 0,1$ . Detail kontaktu je zobrazen na obr. 7.25 a je označen modrou barvou.



*Obr. 7.25 - Detail místa s použitým třecím koeficientem  $f = 0,1$*

### Třecí kontakt mezi boxy, přední a zadní stranou nosné konstrukce

Během nárazu se předpokládá, že AKU boxy setrvačnou silou narazí do přední strany modelu. Proto byl nadefinován třecí kontakt mezi přední stranou modelu a sousedícím AKU boxem s koeficientem tření  $f = 0,1$ . Pro případ zpětného rázu byl tento kontakt nadefinován také pro zadní část modelu a sousedícím AKU boxem. Kontaktní tělesa jsou zvýrazněná modrou barvou na obr. 7.26.



*Obr. 7.26 - Přední a zadní pohled třecího kontaktu s koeficientem  $f = 0,1$*

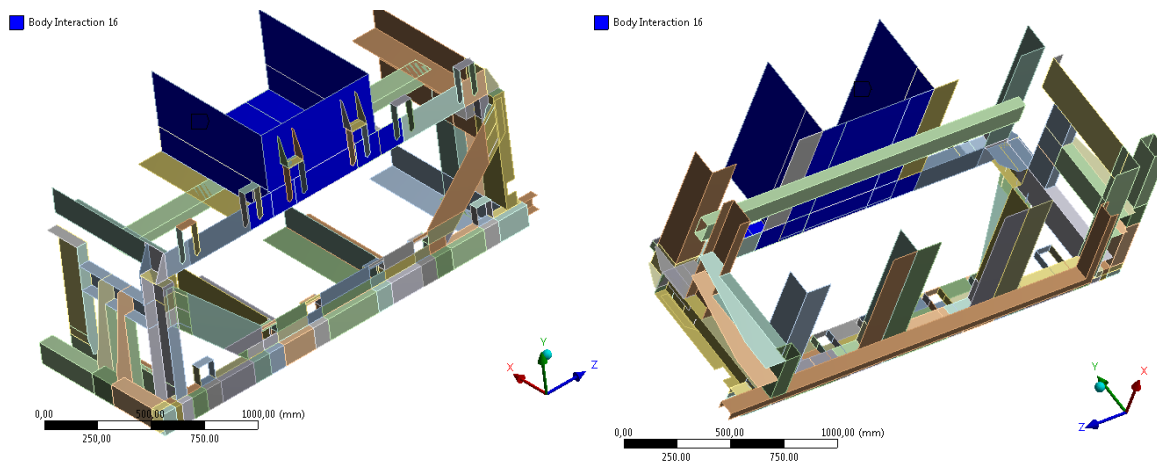
### Třecí kontakt – AKU boxy

Z důvodu setrvačné síly se předpokládá případný kontakt mezi sousedícími AKU boxy. Proto byl mezi nimi nadefinován třecí kontakt s koeficientem tření  $f = 0,1$ .

### Třecí kontakt mezi AKU boxy, horní a dolní vanou

Mezi vanou a AKU boxy je umístěna pryžová vložka, která nebyla v modelu uvažována. Nahrazení pryžové vložky bylo realizováno třecím koeficientem simulující tento stav. Koeficient tření mezi vanou a AKU boxy byl stanoven na  $f = 0,3$ . [2]

Na obr. 7.27. je znázorněn případ třecího kontaktu mezi jedním AKU boxem a horní vanou. Obdobně byly stanoveny kontaktní místa pro zbývající AKU boxy.



*Obr. 7.27 - Třecí kontakt mezi horní vanou a boxem*

## 7.5 Diskretizace modelu

Pevnostní výpočet modelu byl proveden pomocí metody konečných prvků, která vyžaduje rozdělení (diskretizaci) těles na konečné prvky. Konečnoprvková síť byla tvořena dvěma typy prvků a to prostorovými (v softwaru ANSYS nazvány SOLID) a skořepinovými (v softwaru ANSYS nazvány SHELL). Osmi uzlovými prostorovými prvky byly tvořeny pouze AKU boxy. Celá konstrukce byla tvořena pomocí čtyř a tří uzlových skořepinových prvků. Tyto prvky jsou vhodné pro tenkostěnné konstrukce, což odpovídá konstrukci nosičů z tenkostěnných plechů a profilů.[1]

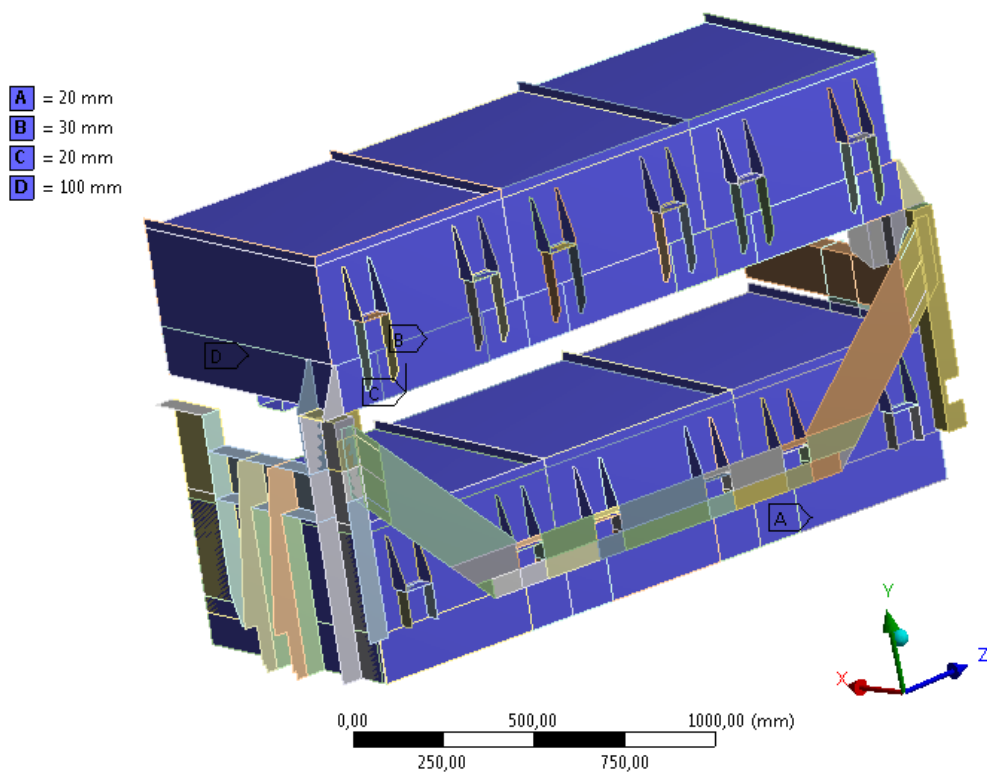
Konečnoprvková síť modelu je poměrně hrubá. Je to z toho důvodu, že se jedná o dynamickou úlohu a soustava rovnic, která popisuje model, se řeší zhruba tisíckrát. Pokud by měl model příliš jemnou síť, došlo by k enormnímu nárůstu výpočtového času.[2]

Kvalita konečnoprvkové sítě ovlivňuje velikost časového kroku. Ve fázi tvorby sítě byl proto kladen důraz na její kvalitu. Po zhruba jenom týdnu úprav modelu se podařilo vytvořit mapovanou síť, díky které délka celkového výpočetního času klesla zhruba desetkrát oproti času u prvního modelu.

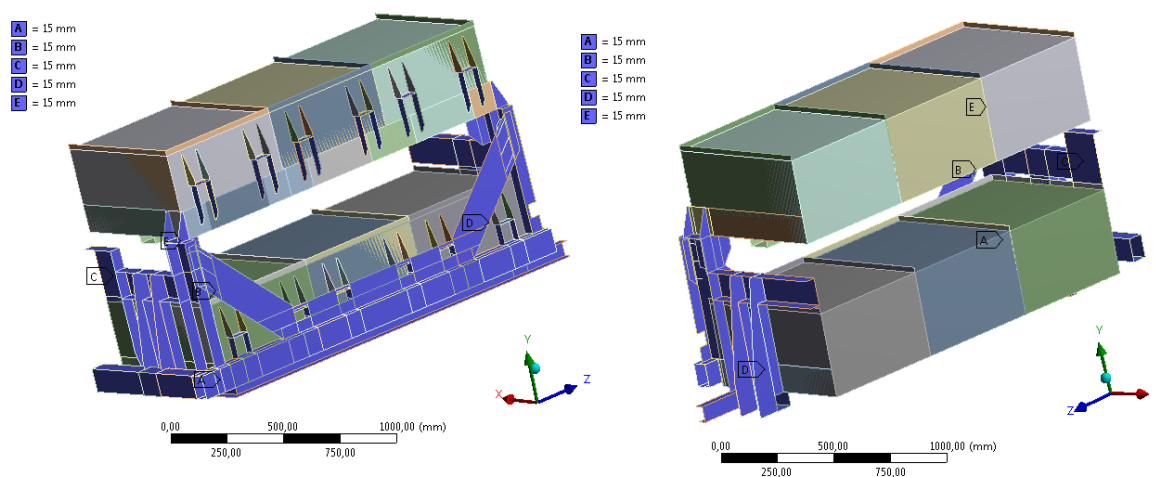
Částem modelu byla přiřazena rozdílná velikost prvku. V místech, kde se předpokládá největší deformace, došlo ke zjemnění sítě z důvodu lepší konvergence úlohy. Výsledné parametry sítě jsou definovány v tab. 7. Části modelu se zadanými hodnotami prvku jsou zobrazeny na obr 7.28 a 7.29.

<b>Počet uzlů</b>	<b>81 578</b>
<b>Počet stupňů volnosti</b>	<b>≈244 734</b>

*Tab. 7 - Výsledné parametry sítě*

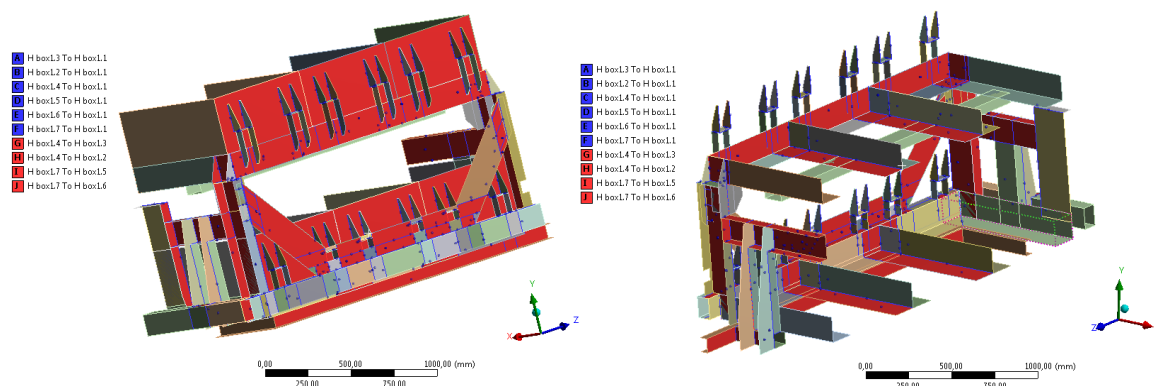


*Obr. 7.28 - Definované velikosti prvku pro jednotlivé části*



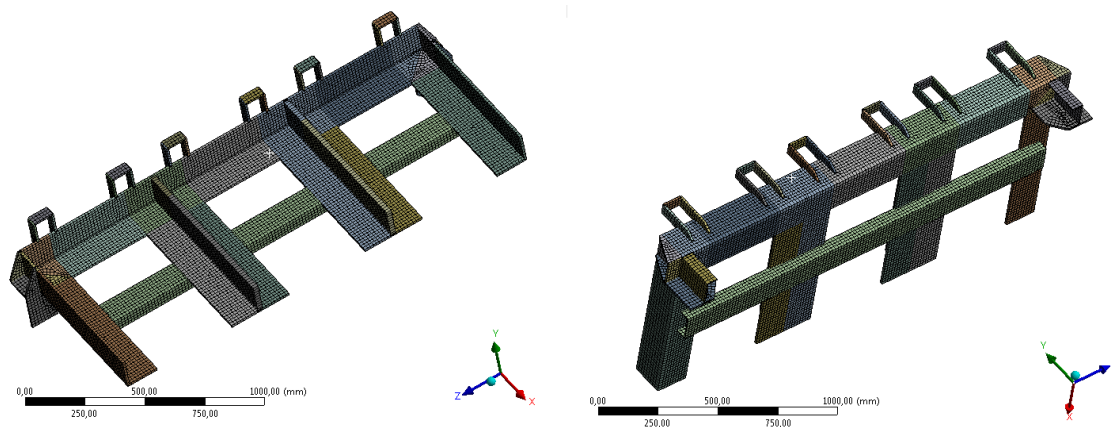
*Obr. 7.29 - Definované velikosti prvku pro jednotlivé části*

Pro kontrolu byl model podroben modální analýze. Modální analýza bude rozebrána v kapitole 8. Při modální analýze bylo zjištěno, že skořepinové prvky nemají konzistentní síť. Po prostudování manuálu [7] byla použita funkce „*Mesh Connection*“, která se používá pro spojení skořepin a to definováním hrany na hranu nebo hrany na plochu skořepiny. Tím se dosáhlo spojení konečnoprvkové sítě a po opětovné modální analýze se potvrdila její konzistentnost. Místa spojení skořepin pomocí funkce „*Mesh Connection*“ jsou zobrazena na obr. 7.30.

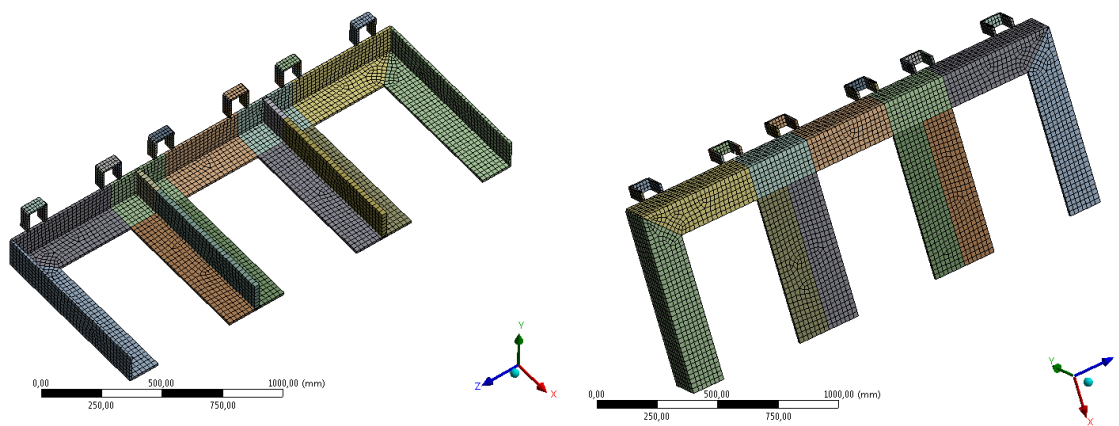


Obr. 7.30 - Spojení skořepinových prvků

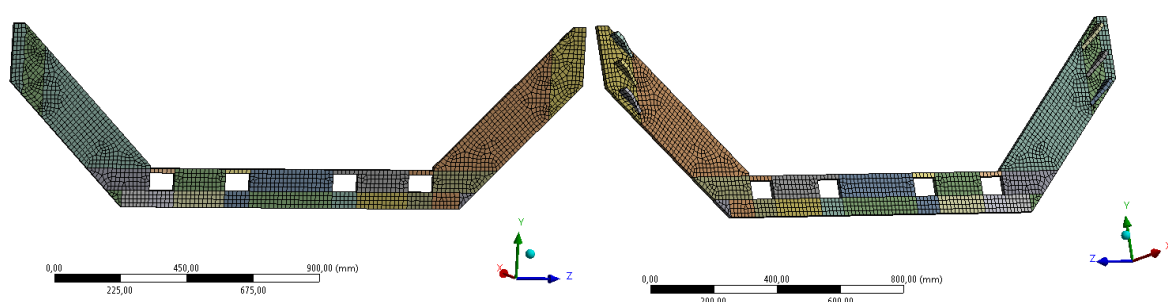
Pro přehlednost je konečnoprvková síť zobrazena podle rozčleněných částí na obr. 7.31 až 7.35. Na obr. 7.36 je pak zobrazena síť pro celou konstrukci.



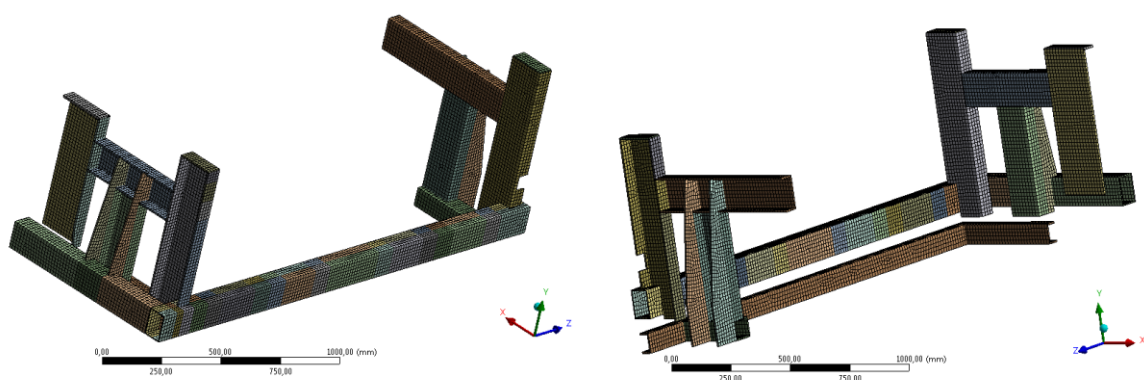
Obr. 7.31 - Diskretizace horní vany



*Obr. 7.32 - Diskretizace dolní vany*

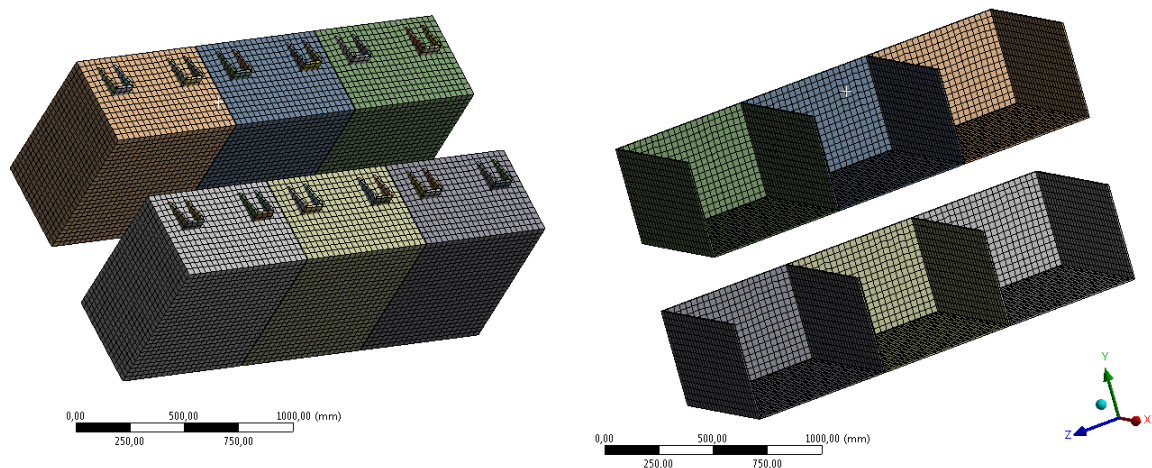


*Obr. 7.33 - Diskretizace výztuhy*

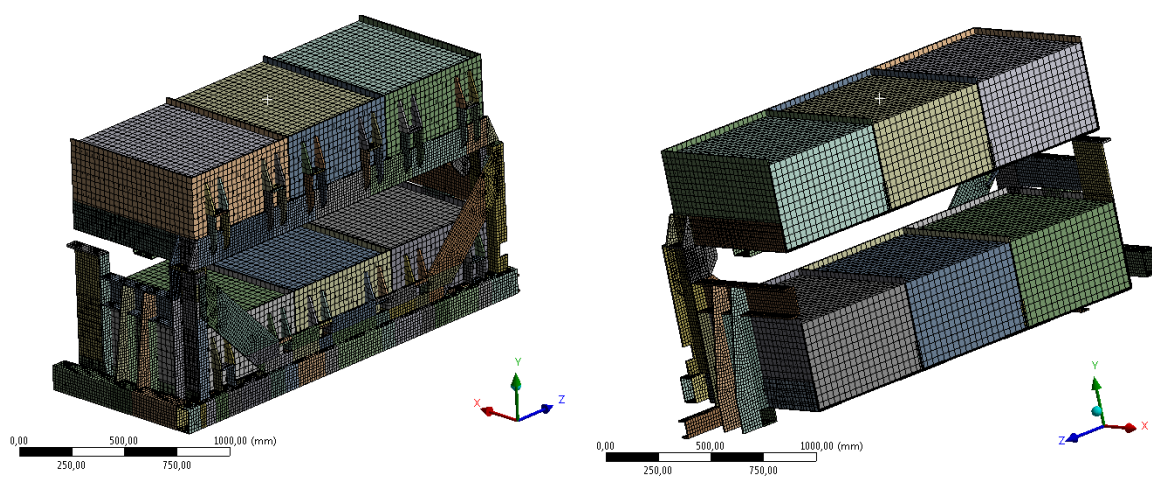


*Obr. 7.34 - Diskretizace podvozku, přední a zadní strany nosné konstrukce*





*Obr. 7.35 - Diskretizace boxů*



*Obr. 7.36 - Diskretizace celé konstrukce*

## 8 Nastavení a charakter analýzy

Náraz lokomotivy do vagónu je brán jako havarijní stav. Úloha je charakterizována jako nelineární dynamická analýza. Jedná se o silně nelineární úlohu z důvodu použití nelineárního bilineárního materiálového modelu, který uvažuje izotropní zpevnění (viz obr. 7.14). Dalším důvodem je použití kontaktních prvků a uvažování velkých deformací.

Celkový čas analýzy výpočtu rázu a dokmitání struktury byl stanoven na 0,16 s. Dynamická analýza byla provedena v programovém prostředí *ANSYS Workbench* 14.5, v modulu „*Explicit Dynamics*“

### Konvergence analýzy

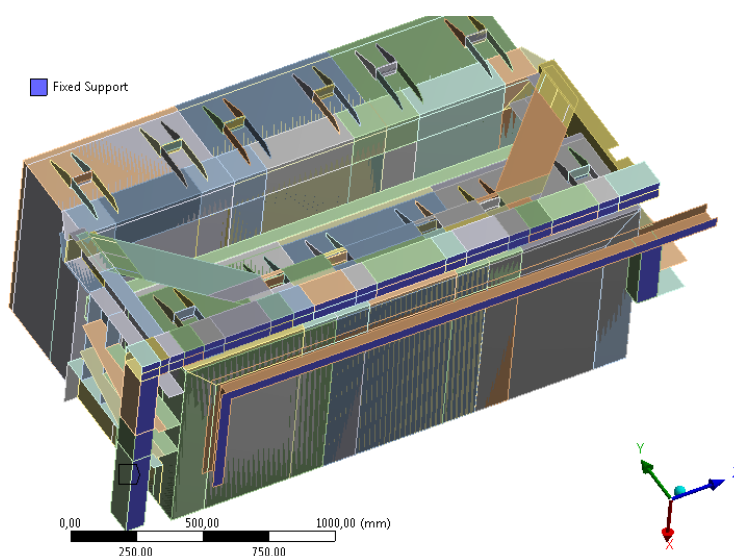
Při řešení úlohy se vyskytly problémy s tím, že úloha nekonvergovala. Bylo to zapříčiněné špatným nastavením kontaktů a tzv. *dabloyanými* kontakty (viz kapitola 7.4).

Pokud by docházelo ke zborcení konečných prvků a velkému přírůstku plastické deformace, mohlo by to znamenat poddimenzování částí konstrukce. Tento jev se vyskytuje při použití nelineárního materiálového modelu kovů s nízkým tangenciálním modulem zpevnění. Tento jev v tomto případě nenastal.

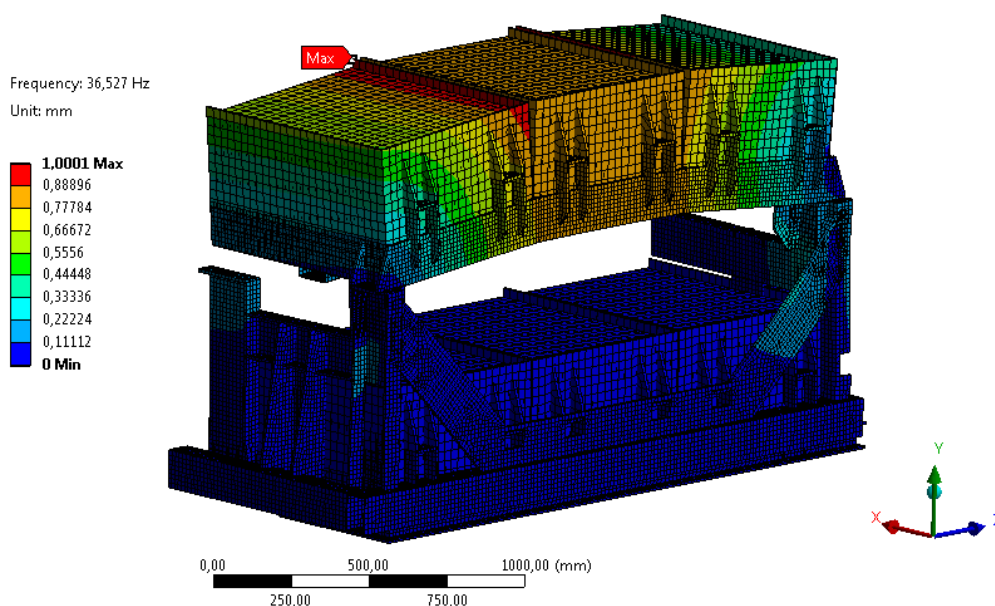


## 9 Modální analýza

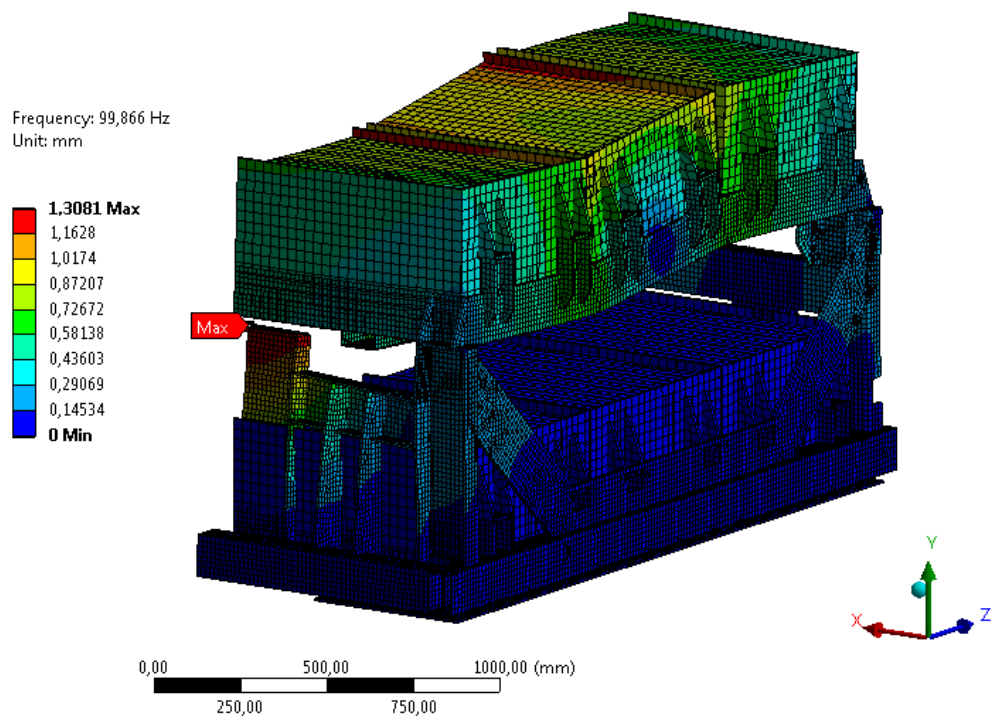
Jak již bylo řečeno v kapitole 7.5, model byl pro kontrolu konzistentnosti sítě podroben modální analýze. Na plochy podvozku bylo aplikováno vetknutí (viz obr. 9.1) tak, aby modální analýza odpovídala skutečnému konstrukčnímu uchycení. Při modální analýze bylo zjištěno, že skořepinové prvky jsou vůči sobě volné. Úprava modelu je popsána v kapitole 7.5. Opětovným provedením analýzy po úpravě bylo zjištěno, že všechny spočtené frekvence mají větší hodnotu než nula. Tím se potvrdila navazující síť. Na obr. 9.2 až 9.4 jsou uvedeny příklady spočtených tvarů při modální analýze.



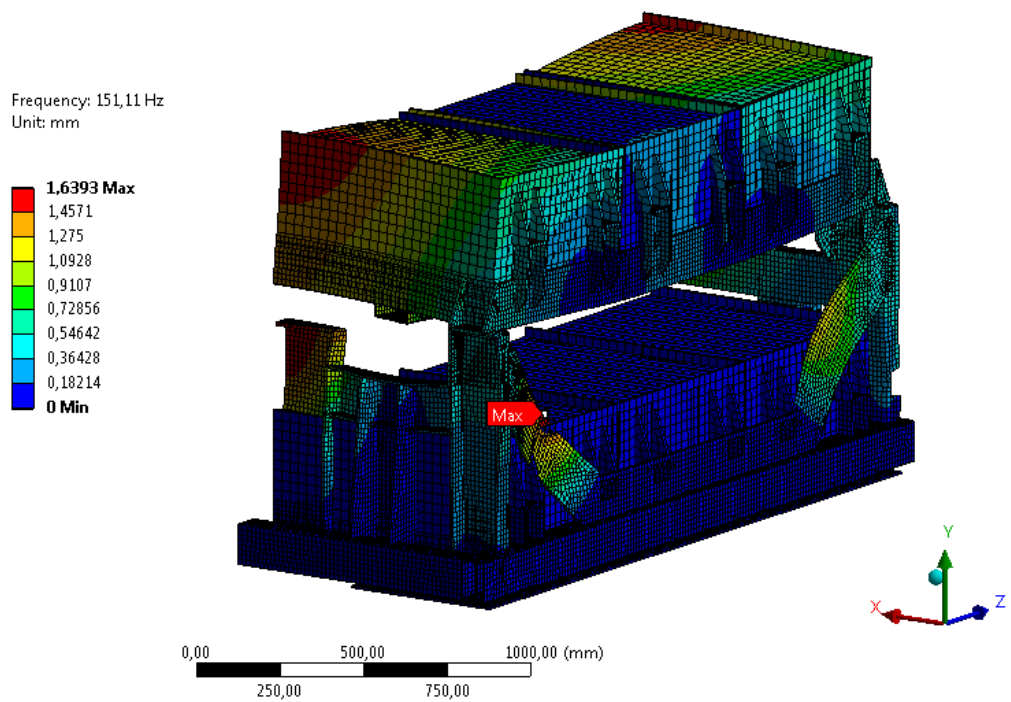
Obr. 9.1 - Aplikace vetknutí



Obr. 9.2 - Spočtený tvar při frekvenci 36,5 Hz



*Obr. 9.3 - Spočtený tvar při frekvenci 36,5 Hz*



*Obr. 9.4 - Spočtený tvar při frekvenci 151,1 Hz*

## 10 Výsledky dynamické analýzy

Dynamická analýza uchycení baterií na rámu lokomotivy byla provedena v programovém prostředí *Ansys Workbench* 14.5, v modulu „*Explicit Dynamics*.“ Dosažené výsledky jsou rozděleny do několika částí a jsou rozebrány v této kapitole.

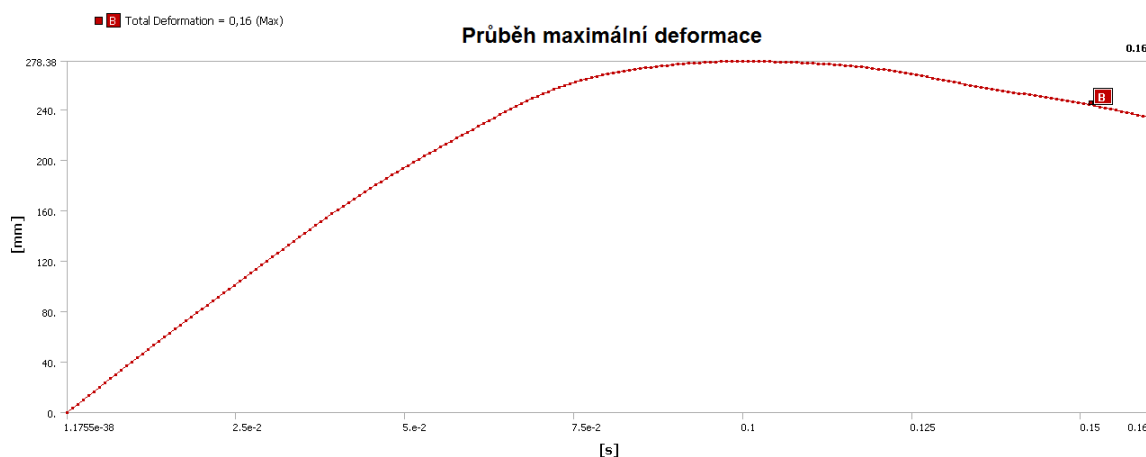
### 10.1 Pole posunutí konstrukce baterií a hom. bloků během nárazu

Průběh maximálního posunutí konstrukce během nárazu je zobrazen na obr. 10.1. Největší hodnota posunutí byla v čase  $t_{krit}$  s hodnotou  $\delta_{max}$ .

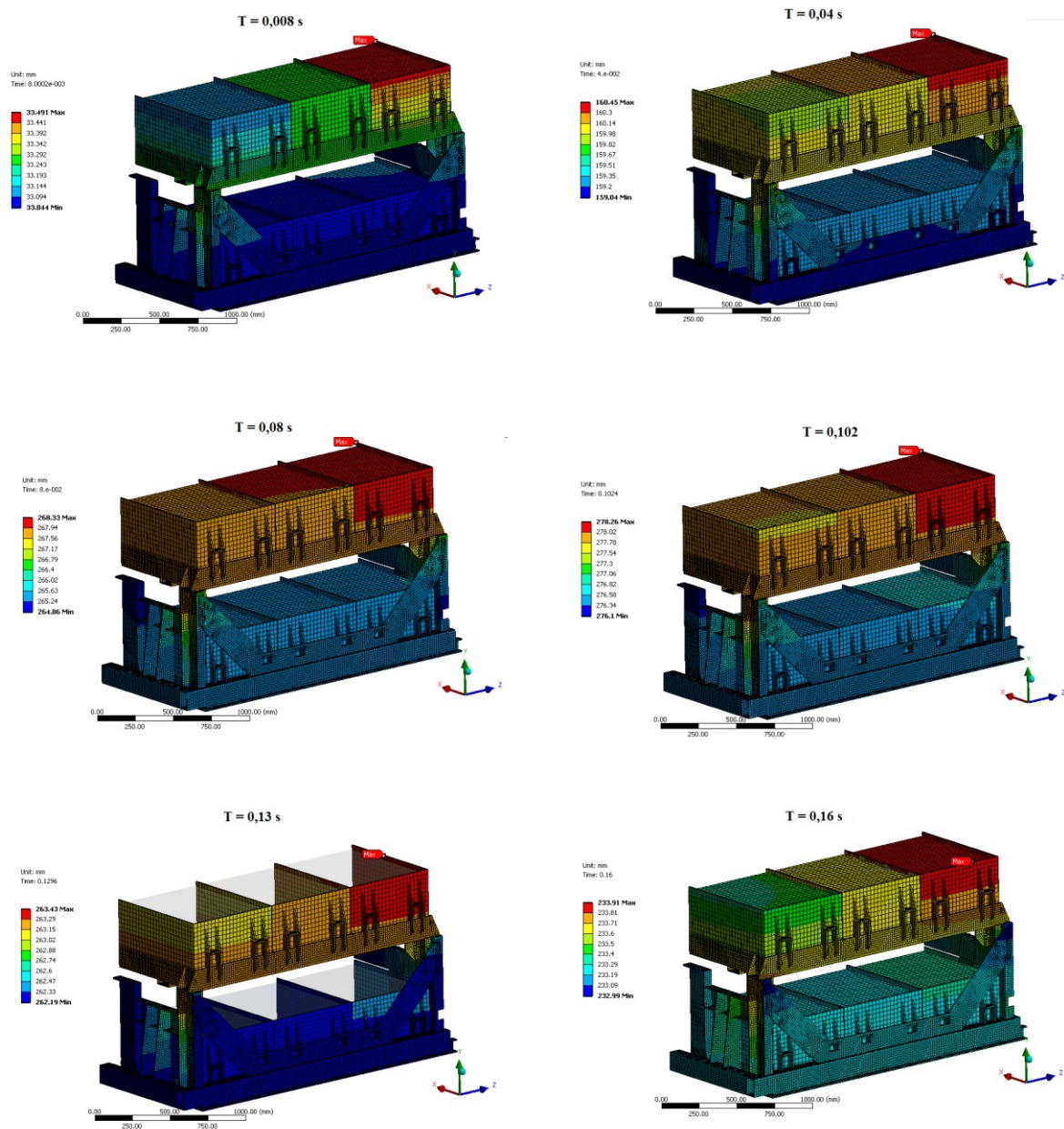
$$t_{krit} = 0,1 \text{ s} \quad (10.1)$$

$$\delta_{max} = 278,38 \text{ mm}. \quad (10.2)$$

Pole posunutí celé konstrukce včetně homogenních bloků je zobrazeno na obr. 10.2. Posunutí je vykresleno v šesti časových okamžicích v měřítku 1:1.



Obr. 10.1 - Průběh maximální deformace konstrukce během nárazu



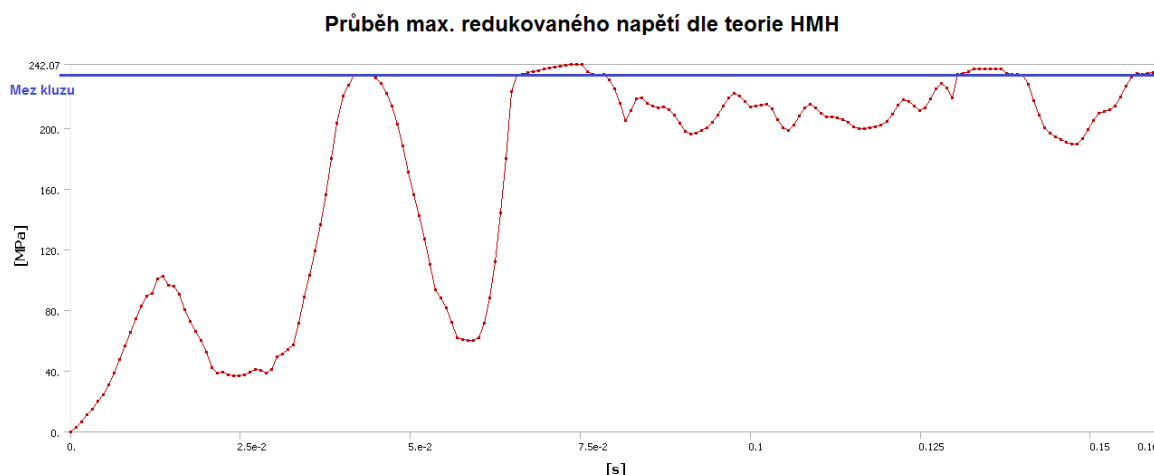
Obr. 10.2 - Pole posunutí konstrukce v šesti časových okamžicích

## 10.2 Pole redukovaného napětí konstrukce baterií dle teorie HMM

Průběh hodnot maximálního redukovaného napětí během nárazu je zobrazen na obr. 10.3. Modrou barvou je zobrazena mez kluzu. Největší hodnota posunutí byla v čase  $t_{krit}$  s hodnotou  $\sigma_{HMH\_max}$ .

$$t_{krit} = 0,074 \text{ s} \quad (10.3)$$

$$\sigma_{HMH\_max} = 242,07 \text{ MPa} \quad (10.4)$$



*Obr. 10.3 - Průběh maximálního napětí v konstrukci během nárazu dle HMM*

Na obr 10.4 až 10.16 jsou vykreslena pole redukovaného napětí v konstrukci dle teorie HMM. Byly vybrány časové okamžiky, ve kterých napětí dosahuje lokálního extrému (viz obr. 10.3).

V počáteční fázi nárazu se hodnoty celé konstrukce pohybují pod mezí kluzu materiálu (235 MPa), viz obr. 10.4 a 10.5.

V čase 0,042 s se redukované napětí pohybuje na hranici meze kluzu (viz obr. 10.6 a 10.7). Největší redukované napětí je v tomto okamžiku na přední části nosné konstrukce a dosahuje hodnoty 250 MPa, což je hluboko pod mezí pevnosti ( $\approx 406$  MPa). Konstrukce v tomto okamžiku pevnostně vyhovuje s dostatečnou rezervou.

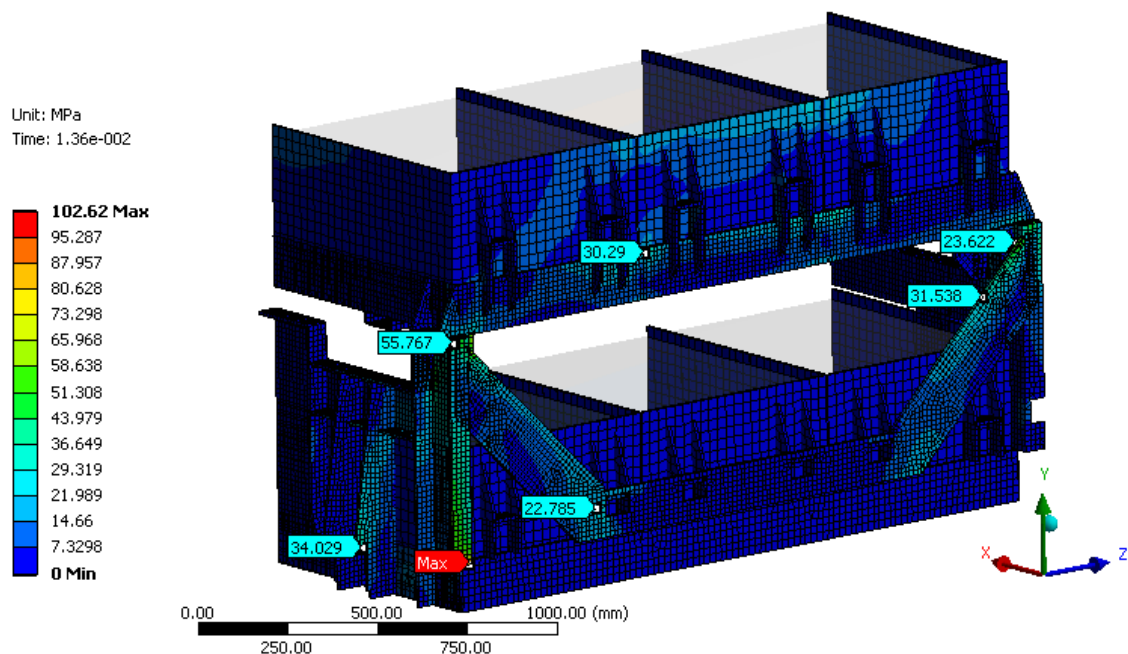
V čase 0,074 s dochází k nárůstu napětí na maximální hodnotu 242,07 MPa a dochází také k překročení meze kluzu. Na obr. 10.8 je terčem znázorněno místo s maximální hodnotou redukovaného napětí v daném čase. Hodnota maximálního redukovaného napětí nepřesahuje mez pevnosti, proto konstrukce ve všech místech pevnostně vyhovuje.

Na Obr 10.10 a 10.11 dochází k poklesu redukovaného napětí pod mez kluzu. Na obr. 10.12 a 10.13 je patrný vzestup redukovaného napětí přesahující mez kluzu a obr 10.14 a 10.15 znázorňuje redukované napětí v koncovém čase 0,16 s.

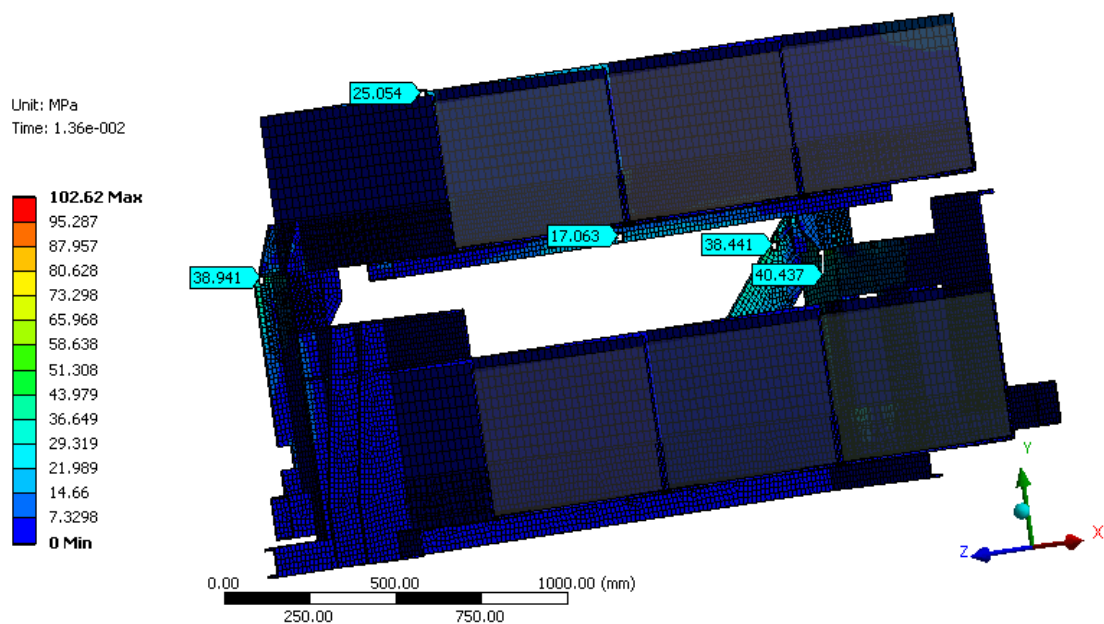
Z dosažených hodnot lze říci, že celá konstrukce během nárazu pevnostně vyhovuje, protože dosažená maximální hodnota redukovaného napětí je bezpečně pod mezí pevnosti ( $\approx 406$  MPa).



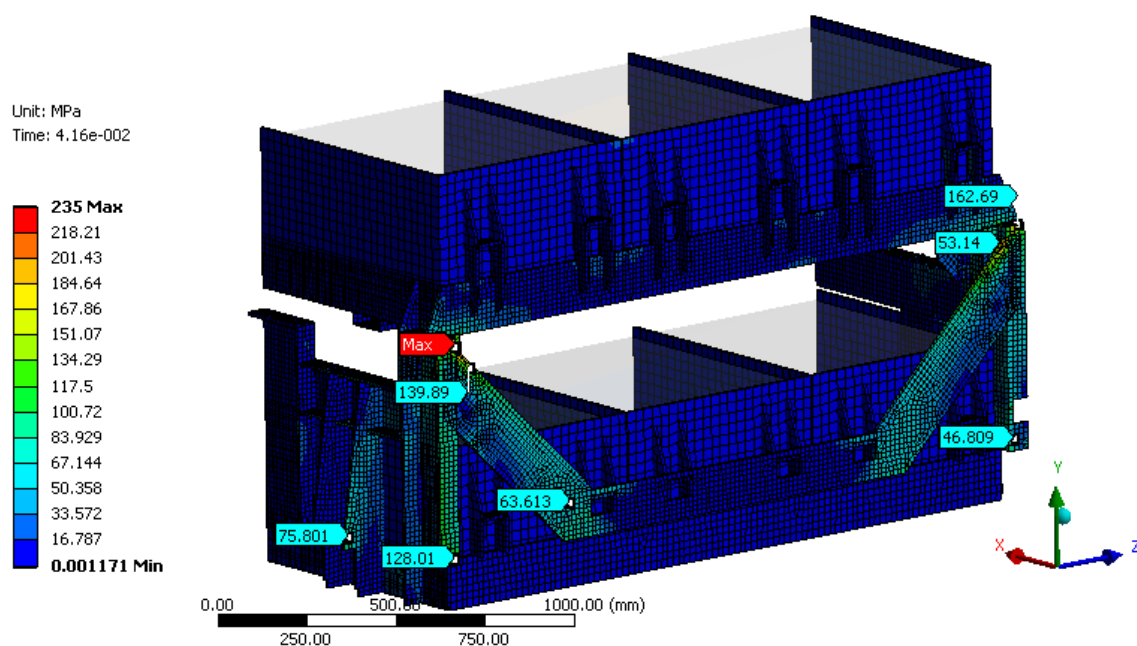
Na obr. 10.16 je znázorněno místo s největším redukovaným napětím dle teorie HMM. Největší redukované napětí je na U profilu, který slouží jako doraz horní vany k přední části nosné konstrukce.



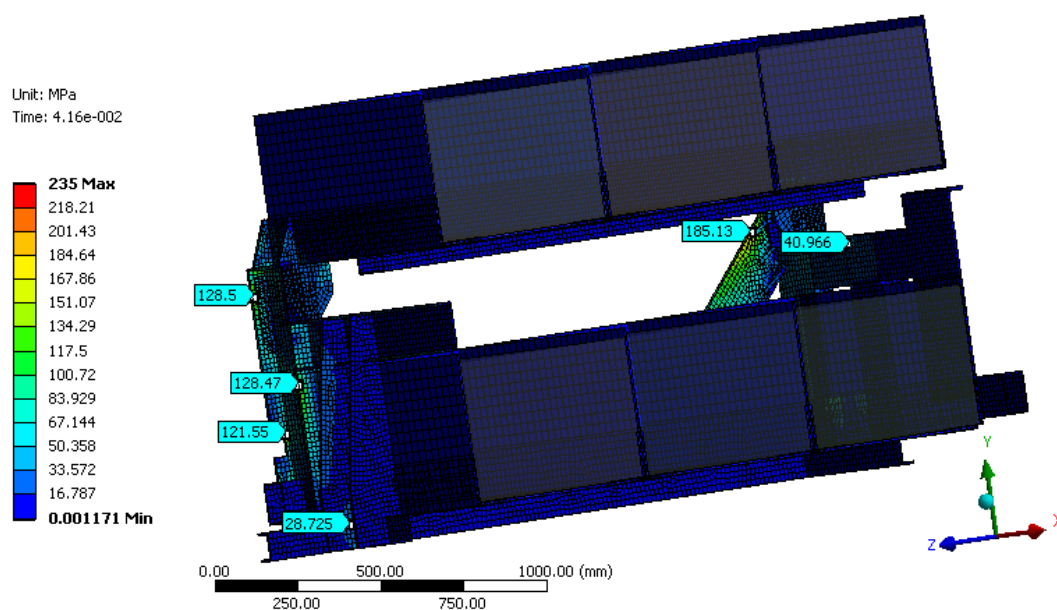
*Obr. 10.4 - Pole redukovaného napětí dle HMM v čase 0,014 s (pohled zepředu)*



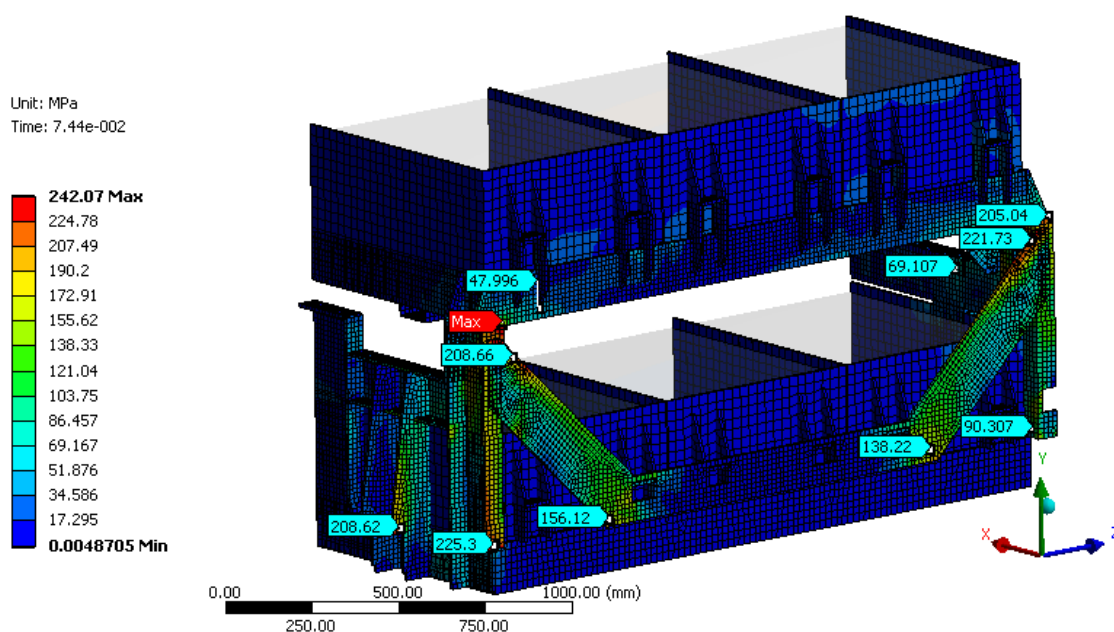
*Obr. 10.5 - Pole redukovaného napětí dle HMM v čase 0,014 s (pohled zezadu)*



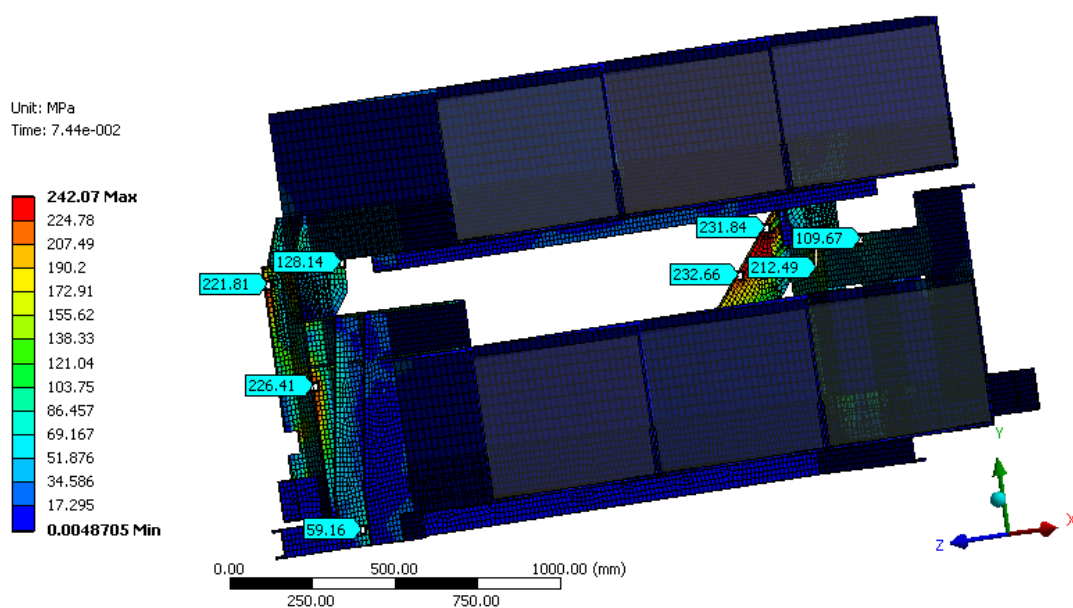
Obr. 10.6 - Pole redukovaného napětí dle HMM v čase 0,042 s (pohled zepředu)



Obr. 10.7 - Pole redukovaného napětí dle HMM v čase 0,042 s (pohled zezadu)

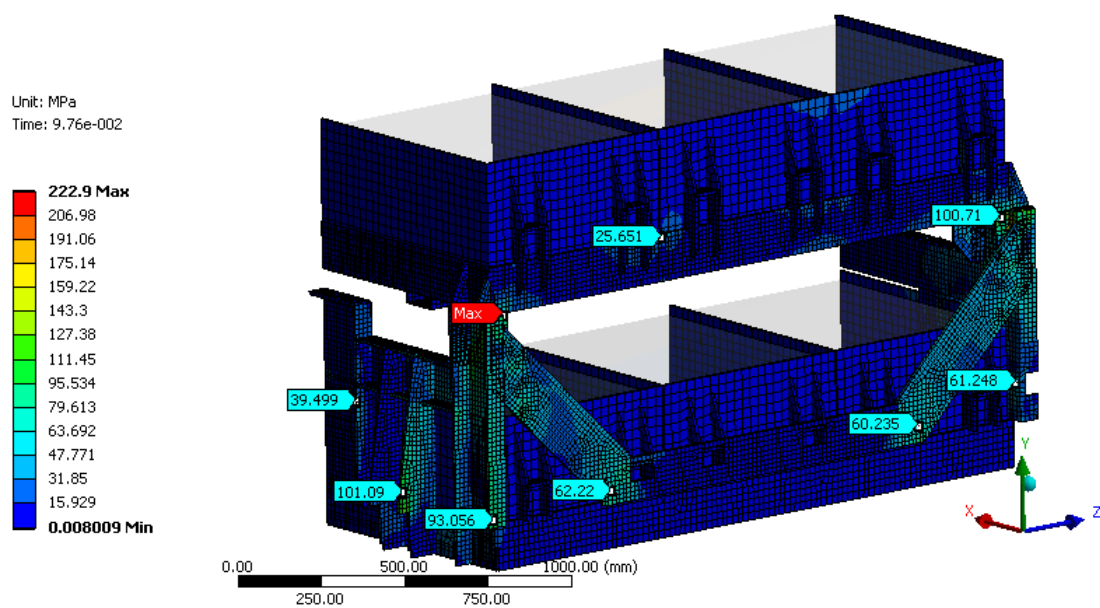


Obr. 10.8 - Pole redukovaného napětí dle HMH v čase 0,074s (pohled zepředu)

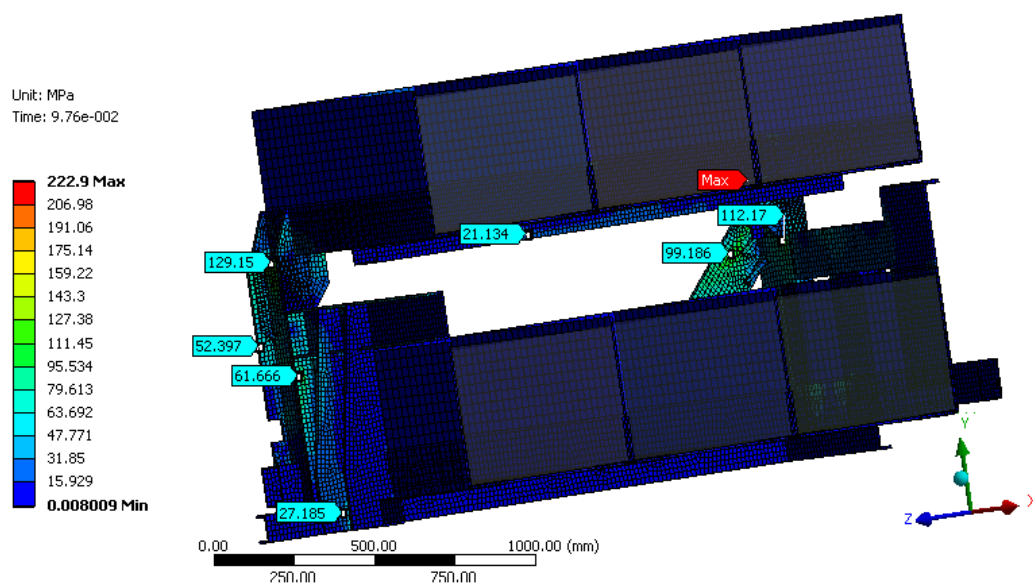


Obr. 10.9 - Pole redukovaného napětí dle HMH v čase 0,074s (pohled zezadu)

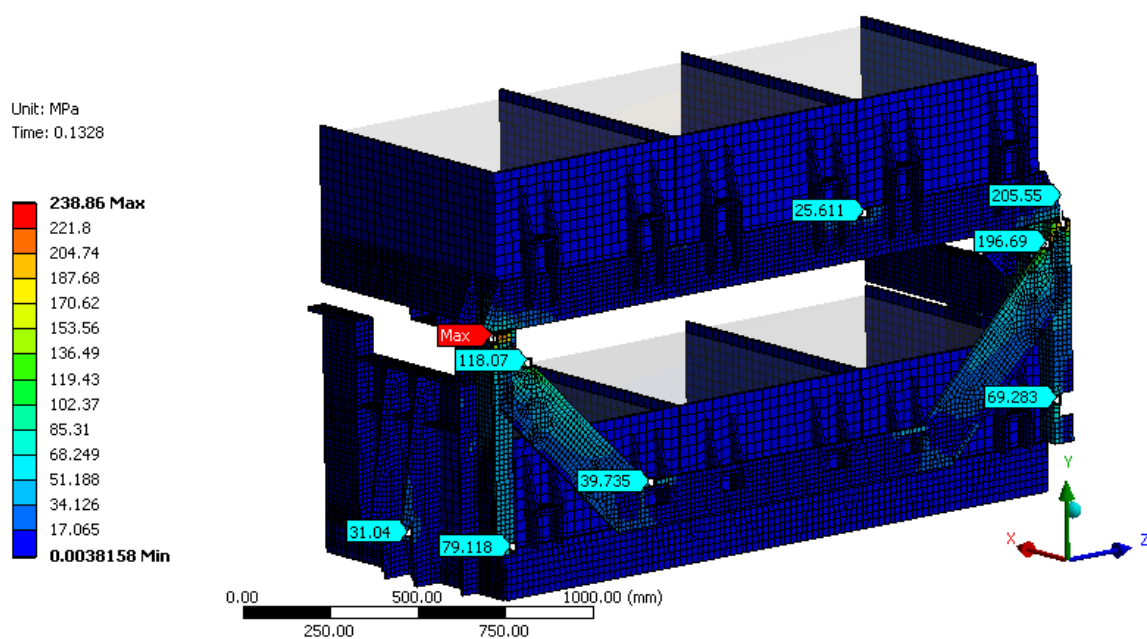




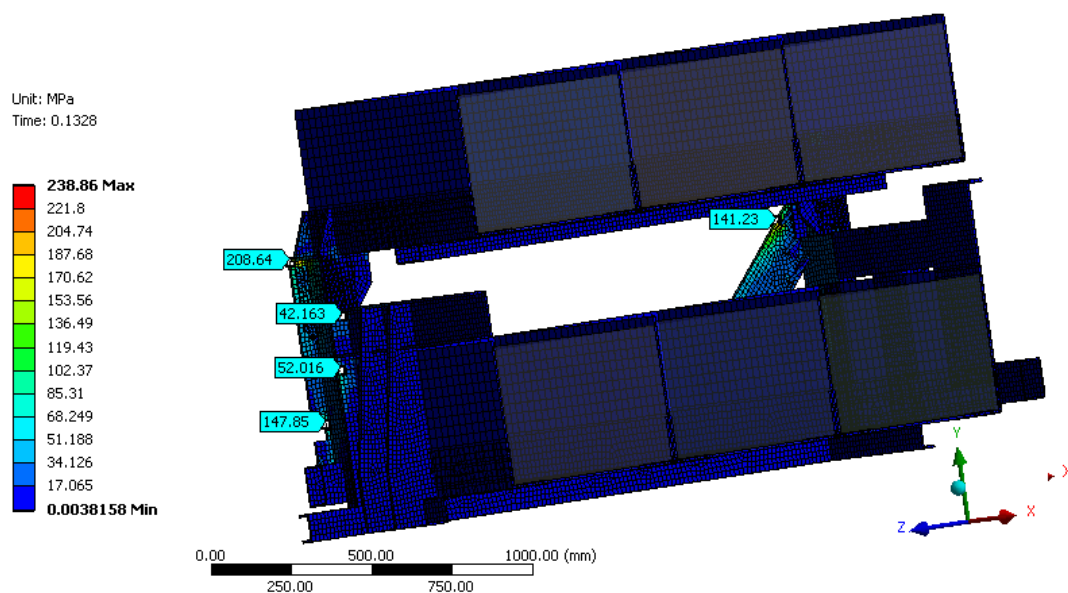
Obr. 10.10 - Pole redukovaného napětí dle HMM v čase 0,098 s (pohled zepředu)



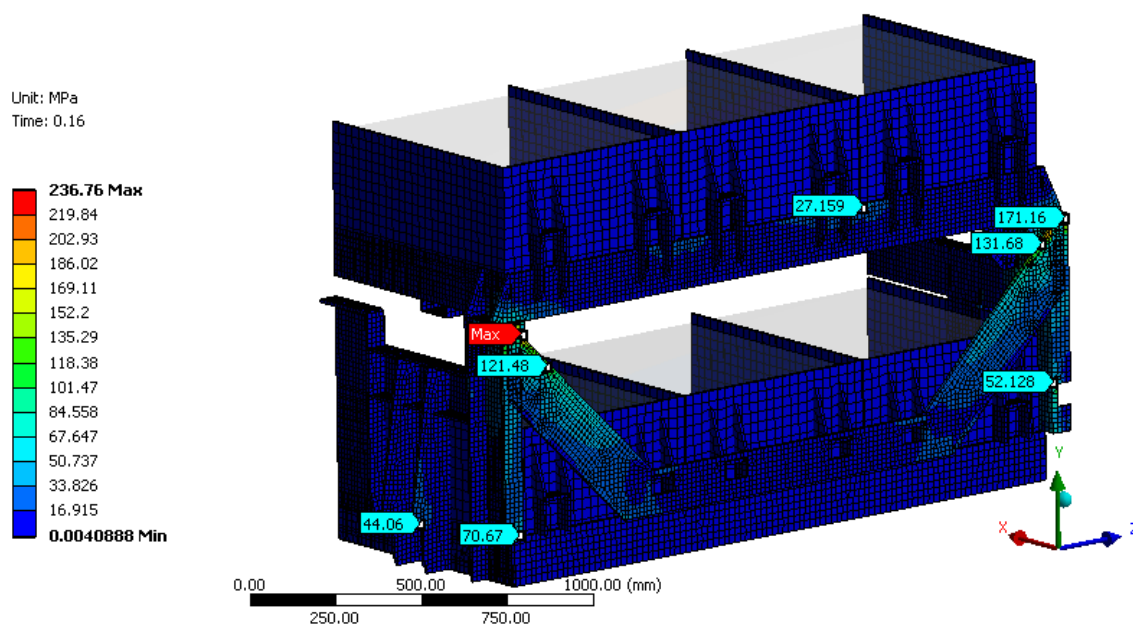
Obr. 10.11 - Pole redukovaného napětí dle HMM v čase 0,098 s (pohled zezadu)



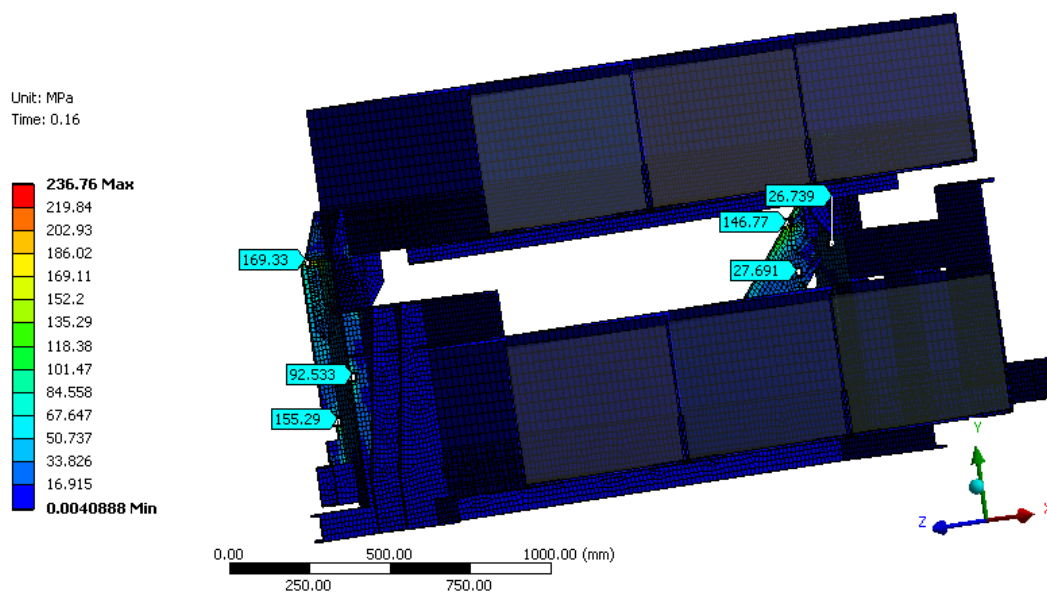
Obr. 10.12 - Pole redukovaného napětí dle HMH v čase 0,133 s (pohled zepředu)



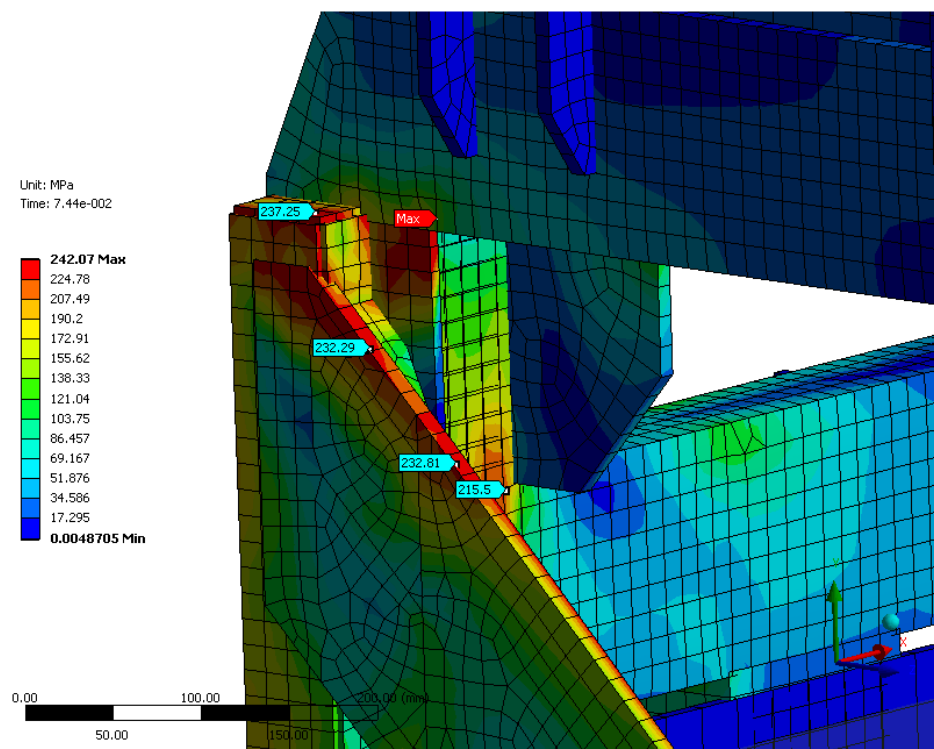
Obr. 10.13 - Pole redukovaného napětí dle HMH v čase 0,133 s (pohled zezadu)



Obr. 10.14 - Pole redukovaného napětí dle HMM v čase 0,16 s (pohled zepředu)



Obr. 10.15 - Pole redukovaného napětí dle HMM v čase 0,16 s (pohled zezadu)



Obr. 10.16 - Detail místa s největším redukovaným napětím dle teorie HMM

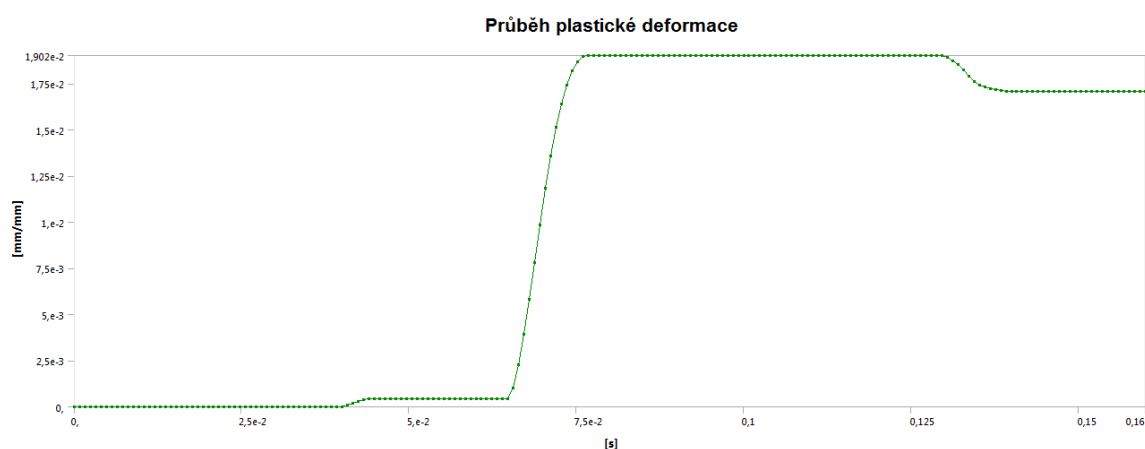
### 10.3 Pole plastických deformací

#### Plastická deformace

Průběh maximálních hodnot poměrné plastické deformace v závislosti na čase je patrný z obr 10.17. Poměrná plastická deformace v konečném čase  $t_{kon}$  má hodnotu  $\epsilon_{kon}$ .

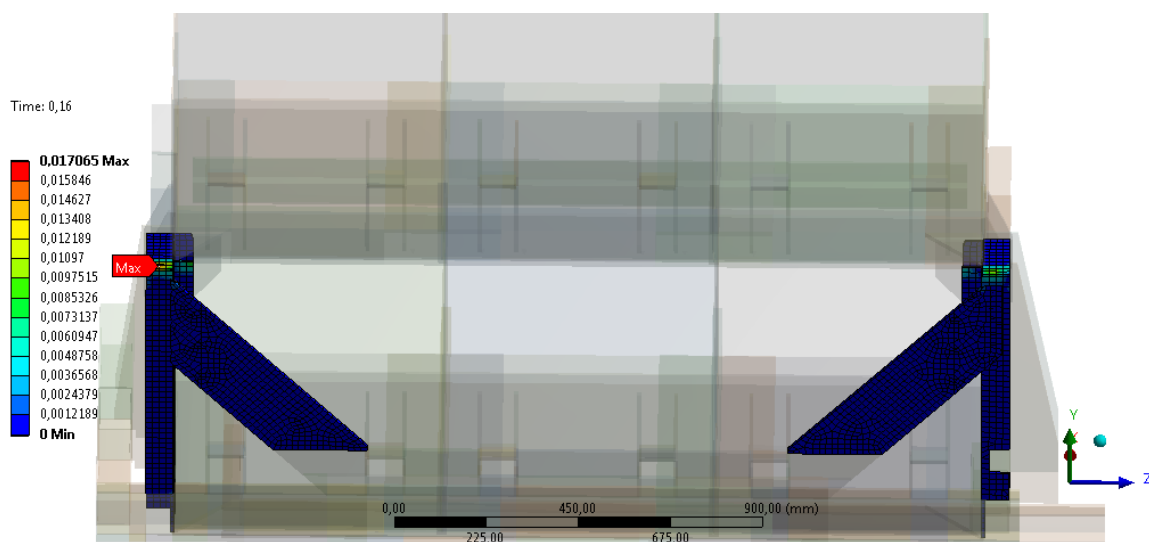
$$t_{kon} = 0,16 \text{ s} \quad (10.5)$$

$$\epsilon_{kon} = 0,017 \quad (10.6)$$

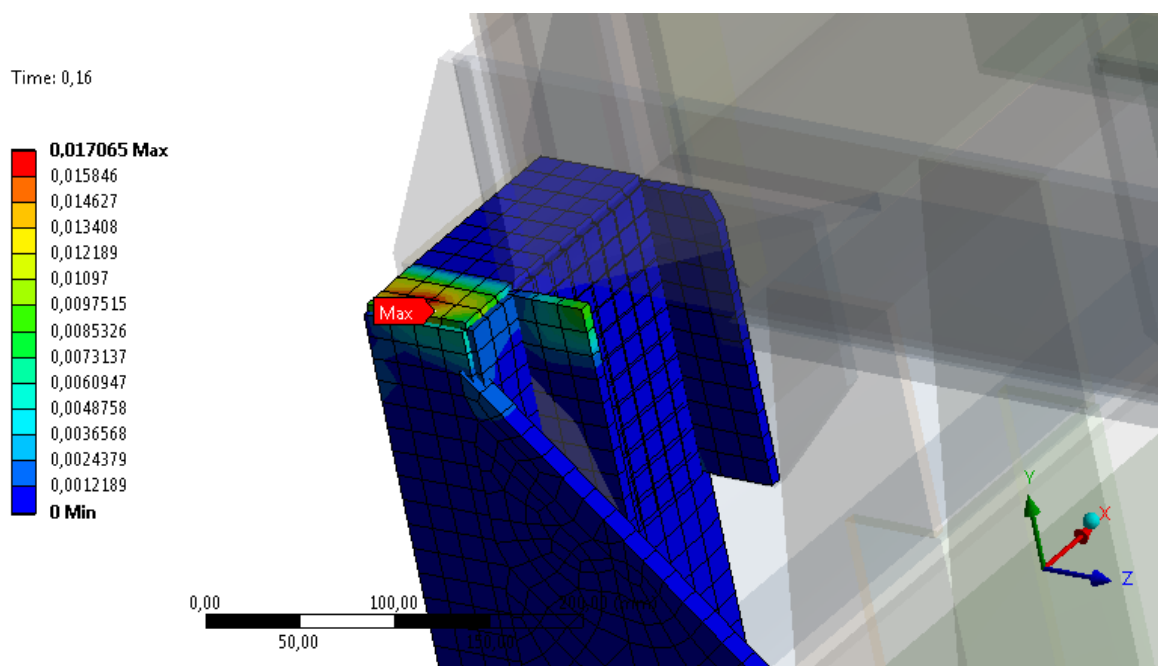


Obr. 10.17 - Průběh poměrné plastické deformace během nárazu

Na obr 10.18 je zobrazeno rozložení poměrné plastické deformace po nárazu. Detail místa s největší poměrnou plastickou deformací je zobrazen na obr. 10.19. Dosažená plastická deformace je 1,7 %. Výsledné procento poměrné plastické deformace je relativně nízké a konstrukce je podle výsledku schopna provozu i po nárazu. Přesto autor doporučuje zesílení tloušťky plechů v kritických místech z 10 mm na 12 mm (viz obr. 10.19).



*Obr. 10.18 - Poměrná plastická deformace v čase 0,16 s*



*Obr. 10.19 - Detail místa s největší poměrnou plastickou deformací v čase 0,16 s*

## 11 Závěr

Cílem této diplomové práce byla dynamická pevnostní analýza konstrukčních dílů, kterými jsou uchyceny bateriové sekce na rámu lokomotivy. Kontrola byla provedena pro náraz lokomotivy do nebrzděného plně naloženého vagónu. Práce měla ověřit, zda navržený způsob uchycení bateriových sekcí pevnostně vyhovuje a nedojde k převržení baterií. Především vzniká nebezpečí ohrožení obsluhy lokomotivy, a také pravděpodobně snížení provozuschopnosti stroje. Výsledkem jsou podklady pro výrobu prototypu.

V úvodu práce je rozebrána problematika nárazu lokomotivy do vagónu. Dodané vstupní hodnoty firmou Arrow line, a.s. jsou uvedeny v tab. 1. Z charakteristiky vypružení nárazníku (viz obr. 2.2) byly stanoveny mezní hodnoty síly 632 kN a posuvu 95mm. Charakteristika se rozdělila na lineární a nelineární oblast.

V lineární charakteristice vypružení se zjistila maximální odporová síla nárazníku 930,8 kN a závislost posunutí lokomotivy a vagónu na čase během nárazu (viz obr. 3.1). V nelineární charakteristice vypružení se zjistila maximální odporová síla nárazníku 1724,8 kN, závislost posunutí lokomotivy a vagónu na čase během nárazu (viz obr. 4.1), závislost rychlosti lokomotivy a vagónu na čase během nárazu (viz obr. 4.2), průběh síly (viz obr. 4.3) a průběh zrychlení (viz obr. 4.4). Porovnáním obr. 3.1 s obr. 4.1, bylo zjištěno, že v nelineární oblasti je změna polohy lokomotivy a vagónu rychlejší v kratším čase a maximální odporová síla je větší než v lineární oblasti. Proto se tuhost nárazníku posuzovala podle funkce posuvu (2.1). Algoritmy výpočtů pro obě oblasti byly převzaty z [4]. Do algoritmu byly vloženy nově zadané hodnoty. Algoritmy byly naprogramovány v prostředí jazyka *Matlab* a jsou uvedeny v příloze 12.1 a 12.2.

Deformační charakteristika rámu je zobrazena na obr. 5.1. Celková deformační charakteristika rámu (viz obr. 5.2), která je potřebná pro zjištění závislosti posunutí lokomotivy a vagónu na čase, se získala součtem deformací rámu a nárazníku lokomotivy. Obě charakteristiky byly převzaty z [4].

V nelineární charakteristice vypružení s uvážením tuhosti rámu, byla zjištěna závislost posunutí resp. rychlosti lokomotivy a vagónu na čase (viz obr. 6.1 resp. obr. 6.2), průběh síly (viz obr. 6.3), průběh zrychlení (viz obr. 6.4) a tabulka rychlostí resp. posuvů pro lokomotivu a vagón během nárazu (viz příloha 12.4). Díky uvážení tuhosti rámu se

zvedla maximální odporová síla nárazníku na 2089,4 kN. Algoritmus výpočtu byl převzat z [4]. Do algoritmu byly vloženy nově zadané hodnoty. Algoritmus byl naprogramován v prostředí jazyka *Matlab* a je uveden v příloze 12.3.

V praktické části tvorby počítačového modelu byl vhodně rozčleněn geometrický model. Byly zde rozebrány úpravy modelu, definovaly se zde materiálové vlastnosti (viz kapitola 7.2), okrajové a počáteční podmínky (viz kapitola 7.3). V další části byla popsána problematika nastavení kontaktů (viz kapitola 7.4) a provedla se diskretizace geometrického modelu na konečné prvky (viz kapitola 7.5). Vzhledem k tomu, že se jednalo o poměrně složitou sestavu, byl geometrický model rozčleněn na několik částí (viz kapitola 7.1), což vedlo k lepší orientaci ve změnách, které souvisí s úpravou a laděním výpočtu. Použitím mapované sítě se zlepšila konvergence explicitní úlohy a snížil čas celkového výpočtu.

V úvodu výpočtu nebylo u prvotního modelu dosaženo konvergence. Způsobilo to špatného nastavení kontaktů. Bylo proto nutné nastudovat, jak se chovají kontakty v explicitní úloze. K tomu se využil manuál [7], který dopomohl ke správnému nastavení. Pro kontrolu konzistentnosti sítě se provedla modální analýza (viz kapitola 9), díky které po úpravách geometrického modelu byla potvrzena návaznost sítě.

Dynamická analýza uchycení baterií na rámu lokomotivy byla provedena v programovém prostředí *Ansys Workbench* 14.5, v modulu „*Explicit Dynamics*“. Výsledky jsou uvedeny v kapitole 10. Celkový čas analýzy výpočtu rázu a dokmitání struktury byl stanoven na 0,16 s.

Na obr. 10.1 je zobrazen průběh maximálního posunutí konstrukce během nárazu. Pole posunutí konstrukce včetně homogenních bloků je vyobrazeno na obr. 10.2. Posunutí je zobrazeno v šesti časových okamžicích. Zjistilo se, že během nárazu nedojde k překlpení baterií a tím k ohrožení zdraví posádky.

Na obr. 10.3 je zobrazen průběh maximálního napětí v konstrukci během nárazu. Na obr 10.4 až 10.15 jsou vykreslena pole redukovaného napětí v konstrukci dle teorie HMM a na obr. 10.16 je zobrazeno místo s největší hodnotou redukovaného napětí. Byly vybrány časové okamžiky, ve kterých napětí dosahuje lokálního extrému (viz obr 10.3). Největší napětí je na U profilu, který slouží jako doraz horní vany k přední části nosné konstrukce. Z dosažených hodnot vyplývá, že celá konstrukce během nárazu pevnostně

vyhovuje, protože dosažená maximální hodnota je bezpečně pod mezí pevnosti ( $\approx 406$  MPa).

Na obr. 10.17 je patrný průběh maximálních hodnot poměrné plastické deformace během nárazu. Na obr. 10.18 je zobrazeno rozložení poměrné plastické deformace po nárazu. Detail místa s největší poměrnou plastickou deformací je zobrazen na obr. 10.19. Dosažená plastická deformace je 1,7 %. Výsledné procento poměrné plastické deformace je relativně nízké a konstrukce je podle výsledku schopna provozu i po nárazu. Přesto autor doporučuje zesílení tloušťky plechů v kritických místech z 10 mm na 12 mm (viz obr. 10.19).

Závěrem lze říci, že navržená konstrukce je dostatečně tuhá a pokud by došlo k nárazu (havarijní stav), lokomotiva bude schopná provozu. Navrženou konstrukci s výše uvedenou úpravou lze použít pro výrobu prototypu.



## 12 Použitá literatura

- [1] ANSYS®. ANSYS Academic Research, Release 14.5, Help System.
- [2] FRANTIŠEK, Ondřej. *Dynamická pevnostní analýza nosičů AKU boxů lokomotivy V-60*. Ostrava, 2010. Dílčí zpráva. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky – 337.
- [3] Fürbacher, Ivan; Macek, Karel; Steidl, Josef; a kolektiv. *Lexikon technických materiálů se zahraničními ekvivalenty*. svazek 1 a 5. nakladatelství Verlag Dashofer 2006.
- [4] NOVÁK, Lukáš. *Kontrola konstrukce kabiny lokomotivy při nárazu lokomotivy do vagónu*. Ostrava, 2012. Diplomová práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky.
- [5] *Spartacus.schoolnet.co.uk* [online]. 2013 [cit. 2013-05-20]. Richard Trevithick. Dostupné z WWW:  
<<http://www.spartacus.schoolnet.co.uk/RAtrevithick.htm>>
- [6] *Szdc.cz* [online]. 2013 [cit. 2013-05-20]. Historie našich železnic v kostce. Dostupné z WWW:  
<<http://www.szdc.cz/o-nas/zeleznice-cr/historie-zeleznice-v-cr.pdf>>
- [7] SVS FEM s.r.o. *Introduction to Explicit Dynamics*, ANSYS, Inc. Firemní podklady. 2009.
- [8] VÚKV Praha a.s. *Nárazník 30kJ pro lokomotivy*. Technická dokumentace. 1992.

## **13 Přílohy**

**Příloha 12.1 - Algoritmus lineární charakteristiky vypružení.**

**Příloha 12.2 - Algoritmus nelineární charakteristiky vypružení.**

**12.2.1 - Výpočet síly**

**12.2.2 - Sestavení pohybových rovnic**

**12.2.3 - Řešení pohybových rovnic**

**Příloha 12.3 - Algoritmus nelineární charakteristiky vypružení  
s uvážením tuhosti rámu.**

**12.3.1 - Výpočet síly**

**12.3.2 - Sestavení pohybových rovnic**

**12.3.3 - Řešení pohybových rovnic**

**Příloha 12.4 - Tabulka výsledného pole posuvů a rychlostí pro  
lokomotivu a vagón**

